

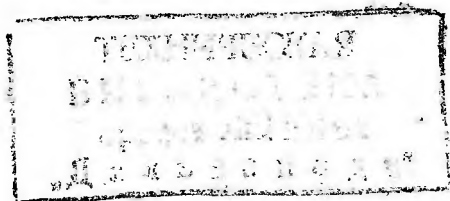
VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

И.К.Лебедев

ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

**Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
теплоэнергетических и энергомашиностроительных
специальностей вузов**



**Москва
Энергоатомиздат
1987**

WWW.03-TS.RU

Рецензенты: Кафедра парогенераторостроения МЭИ
и доктор техн. наук А. Л. Шварц

Л33 Лебедев И. К.
Гидродинамика паровых котлов: Учеб. пособие для вузов. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 240 с.: ил.

Рассмотрены гидродинамические процессы, протекающие в парообразующих и пароперегревательных трубах паровых котлов, объяснена физическая природа этих процессов. Описан температурный режим работы металла поверхностей нагрева. Изложены современные методы гидравлических расчетов паровых котлов с естественной, принудительной и многократной принудительной циркуляцией, а также методы оценки надежности их работы.
Для студентов теплоэнергетических и энергомашиностроительных специальностей вузов.

Л 2303020100-470 219-87
051 (01)-87 ББК 31.361

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	6
Введение	8
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. Общие положения	14
Глава первая. Основные характеристики двухфазных потоков	14
1.1. Структура двухфазных потоков	14
1.2. Расходные характеристики напорного движения пароводяной смеси	17
1.3. Реальные характеристики напорного движения пароводяной смеси	20
1.4. Вычисление средних значений характеристик среды в обогреваемых элементах	26
Глава вторая. Распределение тепловых нагрузок по элементам циркуляционных контуров	28
2.1. Составление схем и конструктивных характеристик циркуляционных контуров и их элементов	28
2.2. Распределение радиационной тепловой нагрузки по экранным поверхностям	29
2.3. Распределение тепловой нагрузки по рядам пучка в выходном окне топки	36
2.4. Неравномерность тепловой нагрузки параллельных труб в элементе	40
2.5. Определение паропроизводительности участков контуров и элементов	42
Глава третья. Определение гидравлических сопротивлений в однофазном и двухфазном потоках	45
3.1. Перепад давлений в трубных элементах	45
3.2. Потери напора от трения и местных сопротивлений	45
3.3. Определение коэффициентов сопротивлений сложных систем	46
3.4. Определение коэффициентов трения и местных сопротивлений	49
3.5. Суммарное изменение статического давления в коллекторах. Коллекторный эффект	51
3.6. Потери напора на ускорение среды	57
3.7. Определение нивелирного перепада давлений	58
3.8. Гидравлические сопротивления при двухфазном потоке	59
3.9. Необходимый напор для подъема потока выше уровня воды в барабане	62
3.10. Определение суммарного сопротивления опускающих труб	62
ЧАСТЬ ВТОРАЯ. Естественная циркуляция	63
Глава четвертая. Определение движущего и полезного напоров циркуляции	63
4.1. Общее представление о движущем и полезном напорах циркуляции	63
4.2. Определение движущего напора с учетом реальных характеристик пароводяной смеси	64

4.3. Определение высоты паросодержащей части циркуляционного контура	65	10.2. Особенности потеря давления в пароводяном тракте прямооточного котла	145
4.4. Определение движущего напора и гидравлического сопротивления подъемного звена	67	10.3. Особенности расчета циркуляции в котле с многократной принудительной циркуляцией	148
Глава пятая. Графоаналитический метод расчета циркуляции в простых и сложных контурах	68	10.4. Особенности расчета пароперегревателей	152
5.1. Задачи расчета естественной циркуляции	68	10.5. Изменение условий работы пароперегревателей шайбованием	153
5.2. Порядок расчета простейшего циркуляционного контура	68	10.6. Особенности гидравлических расчетов экономайзеров	158
5.3. Порядок расчета сложных контуров циркуляции	71	10.7. Оценки надежности принудительного движения	161
5.4. Проверка предварительно принятых данных	84	ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ.	164
Глава шестая. Оценка надежности естественной циркуляции	84	Глава одиннадцатая. Температурный режим парообразующих и пароперегревательных поверхностей	164
6.1. Критерии надежности циркуляции	84	11.1. Выбор расчетных сечений для определения температуры стенки	164
6.2. Понятие о полной диаграмме циркуляции	85	11.2. Основные расчетные уравнения	166
6.3. Застой и опрокидывание циркуляции	86	11.3. Определение параметров среды в расчетном сечении	166
6.4. Условия, обеспечивающие отсутствие нарушения работы опускных звеньев контура	93	11.4. Определение тепловой нагрузки внутренней поверхности трубы в расчетном сечении	171
6.5. Надежность циркуляции при нестационарных режимах	98	11.5. Определение коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к рабочей среде при отсутствии кипения	179
ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ. Принудительное движение среды	107	11.6. Определение коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к рабочей среде при кипении. Кризисы теплообмена	186
Глава седьмая. Гидродинамические характеристики обогреваемых поверхностей	107	11.7. Определение параметров кризиса. Коэффициенты запаса	190
7.1. Стабильная и нестабильная характеристики	107	11.8. Кризисы теплообмена при неравномерном подводе теплоты по длине трубы	197
7.2. Влияние тепловой нагрузки на гидродинамическую характеристику парообразующего змеевика	111	11.9. Надежность температурного режима	201
7.3. Влияние местных сопротивлений на гидродинамическую характеристику	112	Глава двенадцатая. Некоторые рекомендации по конструированию гидравлических контуров паровых котлов	201
7.4. Влияние нивелирного напора на гидродинамическую характеристику змеевика	116	12.1. Общие положения	201
7.5. Влияние потерь давления от ускорения среды на гидродинамическую характеристику змеевика	117	12.2. Котлы с естественной циркуляцией	202
7.6. Практические приемы построения гидродинамических характеристик	118	12.3. Прямоточные паровые котлы и прямоточные элементы	204
7.7. Построение гидродинамических характеристик для различных компоновок поверхностей нагрева	119	ПРИЛОЖЕНИЯ	208
7.8. Устойчивость движения среды в элементах с многозначными гидродинамическими характеристиками	123	Приложение 1. Данные теплового расчета	208
7.9. Факторы, влияющие на устойчивость движения среды	124	Приложение 2. Формы таблиц конструктивных данных к гидравлическим расчетам котлов	209
Глава восьмая. Теплогидравлическая разверка параллельно включенных труб	126	Приложение 3. Коэффициенты местных сопротивлений при движении среды по трубным системам	211
8.1. Физическое представление тепловой и гидравлической разверок	126	Приложение 4. Данные для расчета кризисов теплообмена при кипении	219
8.2. Коэффициенты тепловой и гидравлической разверок	127	Приложение 5. Примеры численных расчетов гидродинамики паровых котлов	222
8.3. Расчетное определение коэффициентов тепловой и гидравлической разверок	129	Список литературы	237
8.4. Определение энтальпии и температур среды в разверенных трубах	131		
8.5. Построение разверочной характеристики элемента	132		
8.6. Влияние теплогидравлической разверки на надежность прямоточных котлов	134		
8.7. Методы повышения надежности парообразующих элементов	138		
Глава девятая. Пульсации потока в трубных элементах	139		
9.1. Физическая сущность явления	139		
9.2. Расчет шайбования для устранения пульсаций	142		
Глава десятая. Гидравлические расчеты паровых котлов и элементов с принудительным движением рабочей среды	145		
10.1. Порядок расчета прямоточных котлов	145		

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие современной теплоэнергетики и энергомашиностроения характеризуется широким внедрением в практику мощных энергетических блоков с паровыми котлами большой паропроизводительности на докритические и сверхкритические давления пара. В этих условиях особое значение приобретает надежность работы трубных систем как барабанных котлов с естественной циркуляцией, так и прямоточных с принудительным движением среды. Для инженеров энергомашиностроителей и теплоэнергетиков очень важно знать законы гидродинамики и теплообмена и методы расчета протекающих процессов парообразования с тем, чтобы уже на стадии проектирования паровых котлов обеспечить их надежную работу. Для инженеров-эксплуатационников знание закономерностей протекания этих процессов позволит вырабатывать и поддерживать надежные режимы работы паровых котлов в эксплуатационных условиях, которые осложняются с каждым годом все большим привлечением в топливно-энергетический баланс страны различных топлив, в том числе низкосортных углей, нередко вызывающих шлакование поверхностей нагрева. Поэтому в курсах паровых котлов как для теплоэнергетических, так и для энергомашиностроительных специальностей вузов большое место отводится рассмотрению гидродинамики паровых котлов в увязке с процессами теплообмена и парообразования.

Целью настоящего пособия является помочь студентам овладеть знаниями протекания гидродинамических процессов в паровых котлах, научить вести расчеты этих процессов и добиваться надежности работы трубных систем при естественной циркуляции и принудительном движении среды. В нем отражен многолетний опыт преподавания курсов паровых котлов на теплоэнергетическом факультете Томского политехнического института.

В пособии изложены все приемы расчетов, включенные в Нормативный метод гидравлических расчетов котлов. В приложении приводятся справочные данные, необходимые для проведения расчетов без привлечения каких-либо дополнительных пособий. Приведенные примеры численных расчетов облегчают усвоение порядка проведения гидравлических расчетов и оценки надежности.

Первая глава книги по просьбе автора написана канд. техн. наук Л. Г. Калугиной.

Автор выражает глубокую благодарность рецензентам — коллективу кафедры парогенераторостроения Московского энергетического института и доктору техн. наук А. Л. Шварцу за ряд ценных замечаний и советов, способствовавших улучшению данного пособия, а также О. К. Смирнову за труд по редактированию книги.

Отзывы о книге и замечание автор просит направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Поверхности нагрева современных паровых котлов работают в тяжелых условиях, вызываемых высокими давлениями и температурами рабочего тела (воды, пароводяной смеси, пара), омывающего поверхность нагрева с одной стороны и высокими температурами газов, омывающих эти поверхности с газовой стороны. Между греющими дымовыми газами и рабочим телом непрерывно происходит теплообмен через металлическую стенку поверхностей нагрева. Температура металлов, из которых изготовлены эти поверхности, определяется температурой рабочего тела и греющей среды и интенсивностью как подвода теплоты к поверхности от греющей среды, так и отвода теплоты от нее нагреваемой средой. При недостаточно интенсивном отводе теплоты от поверхности нагрева нагреваемой средой температура поверхности может превзойти допустимые температурные пределы для данного металла, из которого изготовлены поверхности нагрева.

Как вода, так и пароводяная смесь при сравнительно невысоких паросодержаниях, при их непрерывном движении вдоль испарительной поверхности нагрева с достаточной скоростью обеспечивают высокую интенсивность отвода теплоты от поверхности, во много раз превышающую интенсивность подвода ее от дымовых газов. В этом случае температура поверхности нагрева со стороны рабочего тела практически близка к температуре рабочего тела, а со стороны дымовых газов незначительно повышается только за счет теплового сопротивления стенки поверхности нагрева.

При прекращении движения рабочего тела вдоль поверхностей нагрева котла или при снижении скорости движения до величин, не обеспечивающих нужного отвода теплоты рабочим телом, неизбежно повышение температуры стенки поверхностей нагрева.

В пароперегревательных поверхностях тем более необходимо непрерывное интенсивное движение рабочей среды для поддержания допустимой температуры металла в связи с тем, что они работают в более тяжелых температурных условиях, так как пар имеет высокую температуру, а коэффициенты теплоотдачи от металла к среде сравнительно невелики.

В современных паровых котлах и их элементах непрерывное движение рабочего тела (среды) обеспечивается двумя путями. В парообразующих поверхностях нагрева барабанных паровых котлов это движение

среды обеспечивается за счет циркуляции, возникающей вследствие различия плотностей среды в необогреваемых (или слабо обогреваемых) опускных звеньях контуров и обогреваемых подъемных звеньях. Такая циркуляция называется естественной. В прямоточных паровых котлах, а также в прямоточных элементах барабанных паровых котлов (экономайзерах, пароперегревателях) движение среды обеспечивается за счет разности давлений в начале и в конце поверхности, создаваемой внешним источником энергии (насосом — для прямоточных паровых котлов и экономайзеров барабанных паровых котлов, подпором в барабане — для пароперегревателей барабанных паровых котлов). Такое движение среды будем называть принудительным.

Резкое ухудшение теплообмена между поверхностью нагрева и рабочей средой может наступить и при наличии движения среды при возникновении кризисов теплообмена первого и второго рода и вызвать в месте возникновения кризиса повышение температур металла поверхностей нагрева свыше допустимых значений.

Задача изучения гидродинамики и гидродинамических расчетов паровых котлов как с естественной циркуляцией, так и с принудительным движением среды состоит в том, чтобы на основании этих расчетов найти такие конструктивные решения, которые обеспечивали бы надежность работы всех поверхностей нагрева котла при тех тепловых условиях, в которых находятся данные поверхности.

При гидродинамических расчетах паровых барабанных котлов с естественной циркуляцией, а также прямоточных котлов и прямоточных элементов барабанных котлов надежность их работы определяется рядом показателей, которые будут рассматриваться в каждом конкретном случае.

Для того чтобы обеспечить возможность непрерывного движения рабочей среды (воды, пароводяной смеси) вдоль обогреваемой дымовыми газами вертикально расположенной парообразующей поверхности котлов с естественной циркуляцией, к ней через специальные необогреваемые или слабо обогреваемые опускные трубы должна подводиться вода. По этим трубам вода из барабана котла поступает к нижним точкам парообразующих поверхностей; в обогреваемых парообразующих поверхностях образуется пароводяная смесь с плотностью, определяемой ее паросодержанием. Так как плотность подводимой воды (без паросодержания) будет всегда больше, чем плотность пароводяной смеси, то между опускными и парообразующими трубами будет возникать разность гидростатических давлений, вызывающая перемещение пароводяной смеси вверх, а воды в опускных трубах — вниз. Парообразующие поверхности совместно с опускными трубами образуют замкнутые контуры циркуляции. На рис. В.1 в качестве примера дан циркуляционный контур, образованный фронтовым экраном котла и его опускными трубами. Современные барабанные паровые котлы с естественной циркуляцией состояются из за-

The diagram shows a vertical hydraulic machine with the following components and height labels:

- 7**: A circular tank at the top.
- 6**: A vertical pipe segment connecting the tank to the main body.
- 5**: A long, angled pipe segment.
- 4**: A vertical pipe segment below the angled one.
- 3**: A small vertical pipe segment.
- 2**: A vertical pipe segment below the small one.
- 1**: A short angled pipe segment at the bottom.

Height labels on the right side, from top to bottom:

- H_6 : Height of segment 6.
- H_5 : Height of segment 5.
- H_4 : Height of segment 4.
- H_3 : Height of segment 3.
- H_2 : Height of segment 2.
- H_1 : Height of segment 1.
- H_{90} : Height from the bottom of segment 1 to a horizontal reference line.
- H_{30} : Height from the bottom of segment 1 to the top of segment 3.
- H_{100} : Total height from the bottom of segment 1 to the top of segment 7.

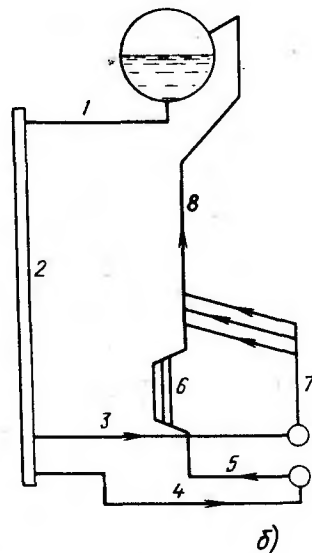
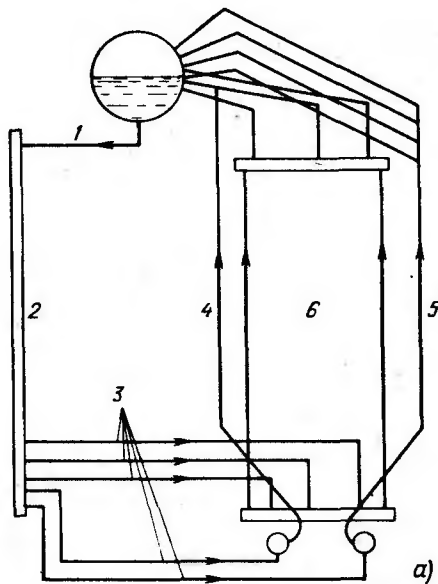
Labels on the left side:

- H_{00} : Total height from the bottom of segment 1 to the top of segment 7.
- A : Horizontal distance from the vertical line of the main body to the vertical line of the bottom segment 1.
- 2 : A dimension indicating the width of the bottom segment 1.

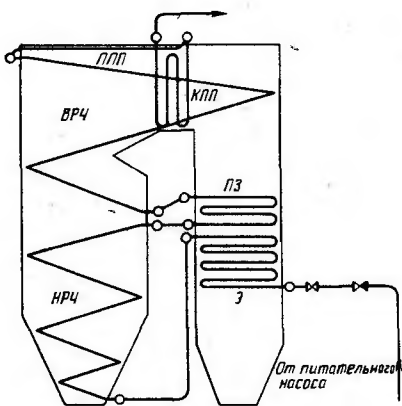
Вся система подъемных труб от нижних коллекторов до барабана называется подъемным звеном, а система опускаемых труб от барабана до нижних коллекторов экранов — опускаемым звеном.

Тепловоспринимающая часть подъемного звена не всегда начинается в его начале. Так, для приведенного на рис. В.1 примера высота обогреваемой части подъемного звена отстоит от его начала на $H_{до}$, которую называют высотой начального необогреваемого участка подъемного звена. Часть звена, образуемая экраном холодной воронки до его перехода в вертикальный экран, выделяется в первый участок. Вертикальный экран отличается конструктивно от первого участка, поэтому его до утепленной части следует выделять во второй участок. На некоторой длине вертикальные трубы утеплены (зажигательный пояс). В этом месте тепловосприятие труб будет иное, чем в неутепленных частях. Поэтому часть труб, закрытая зажигательным поясом, выделяется в третий участок, вертикальная часть выше пояса — в чет-

$$K = \Sigma G_{\mathbb{W}}/D. \quad (\text{B.2})$$

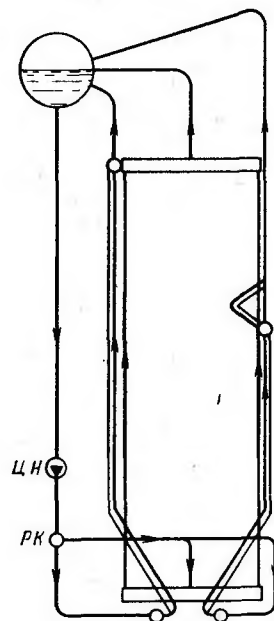


В.2. Примеры сложных контуров циркуляции



В.3. Схема циркуляции прямоточного котла:

Э — экономайзер; НРЧ — нижняя радиационная часть; ПЗ — переходная зона; ВРЧ — верхняя радиационная часть; ППП — потолочный пароперегреватель; КПП — конвективный пароперегреватель



В.4. Схема циркуляции котла с многократной принудительной циркуляцией:

ЦН — циркуляционный насос; РК — распределительный коллектор

В уравнениях (В.1) и (В.2) $G_{ц}$ — количество циркулирующей воды в контуре, кг/с; D_k , D — количество вырабатываемого пара контуром и котлом в целом, кг/с.

Для барабанных котлов с естественной циркуляцией кратность циркуляции как для котла в целом, так и для отдельных контуров колеблется от 10 до 200 в зависимости от давления, конструкции контуров и их тепловой нагрузки.

Прямоточные котлы, представляющие собой комбинацию параллельно и последовательно соединенных элементов (рис. В.3), а также прямоточные элементы барабанных котлов (экономайзеры, пароперегреватели) имеют кратность циркуляции, равную единице.

Принудительное движение среды осуществляется не только в прямоточных паровых котлах и в прямоточных элементах барабанных паровых котлов. Существуют конструкции барабанных паровых котлов, многократная циркуляция в парообразующих элементах которых осуществляется за счет напора, создаваемого на входе в подъемное звено специальными циркуляционными насосами (рис. В.4). Такие котлы называются котлами с многократной принудительной циркуляцией. В этих котлах кратность циркуляции обычно бывает равной 8–10.

Ниже в соответствующих главах будут рассмотрены гидродинамические процессы в котлах с естественной циркуляцией, прямоточных, а также с многократной принудительной циркуляцией и их расчеты.

1.1. Структура двухфазных потоков

Под пароводяной смесью подразумевается движущаяся в трубных поверхностях нагрева паровых котлов двухфазная среда, состоящая из воды и водяного пара. Пароводяная смесь может быть равновесной, если обе фазы имеют температуру насыщения. Но часто бывает, что вода поступает к поверхности нагрева недогретой до насыщения; в этом случае вблизи поверхности нагрева может образовываться пар, в то время как в центре трубы вода будет иметь температуру ниже температуры насыщения. Такая пароводяная смесь называется неравновесной.

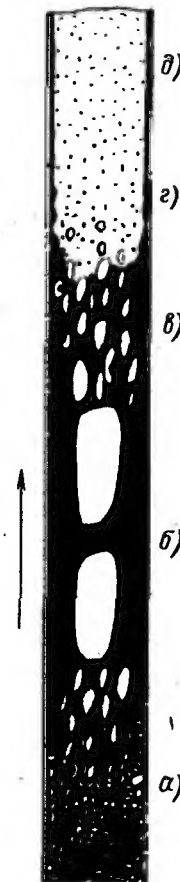
Существование двухфазного потока возможно при докритических давлениях. С повышением давления до критического различия в физических свойствах отдельных фаз уменьшаются и пароводяная смесь все больше приближается к свойствам гомогенной среды. Для воды критическая точка имеет место при давлении 22,115 МПа; при этом температура составляет 374,2 °С. При сверхкритическом давлении вода и водяной пар рассматриваются как однофазная гомогенная среда.

Внешний обогрев вертикально расположенных поверхностей нагрева в современных паровых котлах приводит к непрерывному повышению энтальпии протекающего в них рабочего тела (воды). При докритическом давлении энтальпия рабочего тела вблизи внутренней поверхности нагрева достигает величины, при которой начнется парообразование в виде отдельных пузырьков, возникающих на внутренней поверхности трубы. По мере роста пузырьки пара будут отрываться от поверхности трубы и устремляться к центру потока. При сравнительно невысоком объемном паросодержании потока в жидкости будут перемещаться пузырьки пара небольшого размера, а на внутренней поверхности нагрева при умеренной тепловой нагрузке возникающие паровые пузыри не образуют сплошной паровой пленки. Режим движения при наличии равномерно распределенных паровых пузырей в жидкости называется пузырьковым.

По мере увеличения объемного паросодержания отдельные пузыри будут сливаться в крупные паровые пузыри, перемещающиеся по центру трубы в виде снарядов. Они будут отделяться от стенки трубы тонкими слоями воды и водяными перемычками (пробками) между собой. Такой режим движения двухфазной среды называется снарядным.

Рис. 1.1. Структура двухфазного потока в вертикальной трубе:

а — пузырьковая; б — снарядная; в — эмульсионная; г — дисперсно-кольцевая; д — дисперсная



В трубах большого диаметра при повышении паросодержания может происходить разрушение отдельных снарядов; движение при таком состоянии паровой фазы называется эмульсионным.

При дальнейшем увеличении паросодержания отдельные паровые снаряды сливаются, образуется общее паровое ядро с взвешенными в нем каплями жидкости. На стенках при этом движется слой жидкости, толщина которого определяется динамическим равновесием между интенсивностью срыва жидкости потоком пара и интенсивностью выпадения жидкости на стенку из потока пара. Такой режим носит название дисперсно-кольцевого.

При дисперсно-кольцевом режиме, соответствующем обширной области паросодержаний, в силу взаимодействия парового потока с пристенной пленкой на ее поверхности образуются волны, катящиеся в направлении движения, ориентированные перпендикулярно оси потока. Такая "неровность" поверхности пленки вызывает повышенные гидравлические сопротивления потока. По мере дальнейшего повышения паросодержания жидкая пристенная пленка становится тонкой с относительно гладкой поверхностью, которую принято называть микропленкой, а гидравлические сопротивления резко снижаются. Это снижение гидравлического сопротивления принято называть кризисом гидравлических сопротивлений, наступление которого определяется определенным паросодержанием $x_{\Delta p}$, зависящим от давления и массовой скорости. Расчетные, основанные на анализе математической модели движения двухфазной среды и экспериментальные данные о $x_{\Delta p}$ представлены в табл. П4.4.

При x , большем $x_{\Delta p}$, происходит движение микропленки по стенкам трубы, а по всему сечению трубы движется паровой поток, несущий в себе некоторое количество тонкодиспергированной влаги (тумана). Такой режим движения принято называть дисперсным [26]. Схематически режимы движения в вертикальных трубах показаны на рис. 1.1.

В условиях, имеющих место в паровых котлах (сравнительно небольшой диаметр труб, интенсивная тепловая нагрузка), как показы-

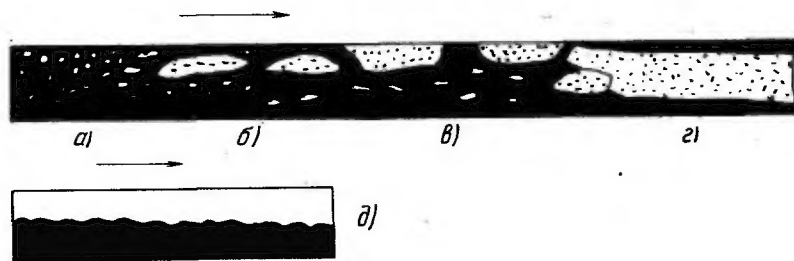


Рис. 1.2. Структура двухфазного потока в горизонтальной трубе:

а — пузырьковая; б — снарядная; в — эмульсионная; г — дисперсно-кольцевая; д — расслоенная

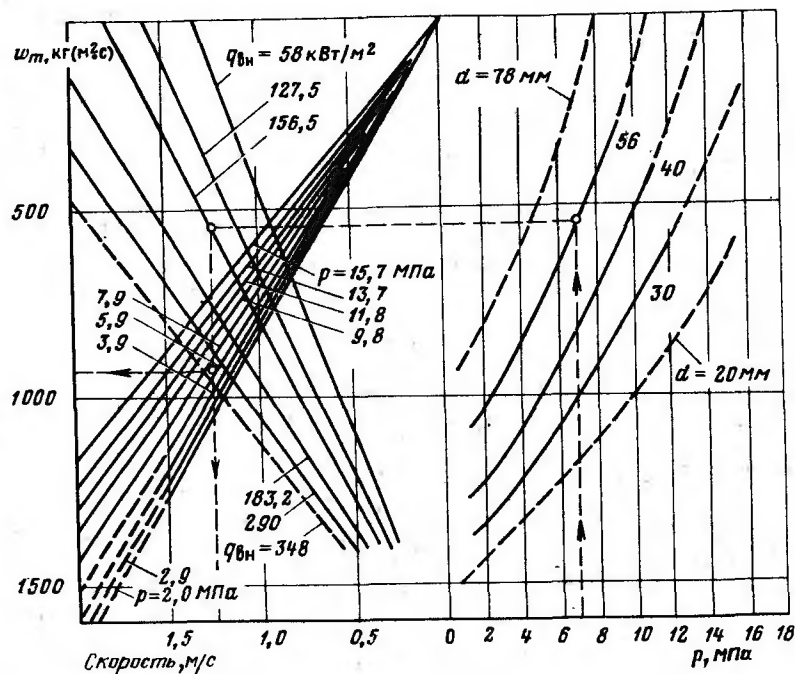


Рис. 1.3. Номограмма для определения предельной массовой скорости, ниже которой наступает расслоение пароводяной смеси в горизонтальных обогреваемых трубах

вают многочисленные опыты, снарядный и эмульсионный режимы движения протекают в очень узких пределах паросодержаний, а в трубах малого диаметра (меньше 20 мм) эмульсионный режим движения вообще не наблюдается.

При движении двухфазного потока в горизонтальных трубах при достаточно больших скоростях движения наблюдаются практически те же режимы движения, что и в вертикальных трубах с нарушением симметрии под действием гравитационных сил (рис. 1.2). Эта асимметрия при определенных условиях (недостаточные скорости, высокая интенсивность парообразования) может перейти в расслоенный режим движения, при котором нижнюю часть трубы будет занимать жидкая фаза, а верхнюю — паровая.

Если труба с расслоенным движением будет подвергаться обогреву, то на границе раздела фаз возникнут температурные напряжения вследствие различия по величине коэффициентов теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу. При этом в силу того что граница раздела фаз носит волнообразный характер, эти температурные напряжения будут переменными, что вызовет возникновение коррозионной усталости. Как показывает опыт эксплуатации котлов, с течением времени вблизи границы раздела фаз происходит медленное разрушение стенки трубы с последующим ее разрывом по продольному сечению. Поэтому трубы парообразующих поверхностей с горизонтальным или слабо наклонным к горизонту расположением в котлах с естественной циркуляцией исключаются из обогрева, а в прямоточных элементах расслоенный режим движения предотвращается выбором для них таких скоростей движения среды, при которых не возникает расслоение пароводяной смеси. Нормативный метод [6] рекомендует определять массовые скорости, выше которых исключается образование расслоенного движения по номограмме, представленной на рис. 1.3.

1.2. Расходные характеристики напорного движения пароводяной смеси

Характеристики напорного движения пароводяной смеси делятся на две группы: расходные, подсчитанные на основании материального и теплового балансов без учета термодинамически неравновесных состояний паровой и жидкой фаз и различия их средних скоростей при движении по трубам, и реальные, при определении которых учитываются такие факторы, как скольжение паровой фазы по отношению к жидкой фазе (относительная скорость) и возможное неравновесное состояние фаз.

Одной из основных расходных характеристик пароводяной смеси является массовая скорость w_m (часто обозначается w_0), под которой подразумевается расход массы среды в единицу времени через единицу

поперечного сечения канала, кг/(м² · с):

$$w_m = w\rho = G_{\text{ц}}/f, \quad (1.1)$$

где $G_{\text{ц}}$ — массовый расход, кг/с; f — площадь поперечного сечения, м²; w — линейная скорость, м/с; ρ — плотность, кг/м³.

При установившемся движении в канале постоянного сечения, в отсутствие добавок и отбора среды, массовая скорость остается постоянной при любых изменениях плотности среды и соотношения между фазами.

В двухфазном термодинамически равновесном пароводяном потоке расход массы $G_{\text{ц}}$, кг/с, можно представить как

$$G_{\text{ц}} = D'' + G', \quad (1.2)$$

где D'' , G' — расходы пара и воды, кг/с.

Для характеристики массового состава принимается массовое расходное паросодержание как отношение массы паровой фазы к общему расходу среды:

$$x = D''/(D'' + G'). \quad (1.3)$$

Массовое водосодержание при этом будет

$$1 - x = \frac{G'}{D'' + G'}. \quad (1.4)$$

Объемное расходное паросодержание выражается отношением объема расхода пара к суммарному объему обеих фаз:

$$\beta = \frac{\frac{D''}{\rho''}}{\frac{D''}{\rho''} + \frac{G'}{\rho'}}. \quad (1.5)$$

С учетом формул (1.3) и (1.4) объемное паросодержание

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho''}{\rho'}}. \quad (1.6)$$

Массовое расходное паросодержание через объемное можно выразить как

$$x = \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \frac{\rho'}{\rho''}}. \quad (1.7)$$

В уравнениях (1.5)–(1.7) ρ' , ρ'' — плотности воды и пара при насыщении, кг/м³.

Зависимость расходного объемного паросодержания пароводяной смеси от массового при разных давлениях представлена на рис. 1.4, из которого видно, что при низких давлениях увеличение β от 0 до значений, близких к единице, происходит в сравнительно узком интервале массовых паросодержаний. При высоких давлениях изменение β от x идет более полого.

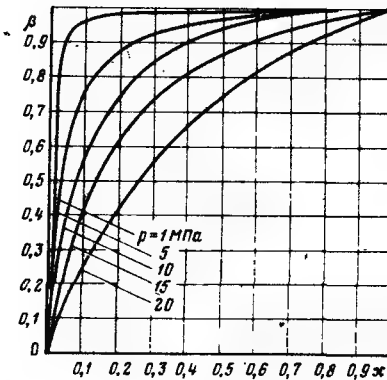


Рис. 1.4. Соотношение между x и β

Одной из важных характеристик в паровых котлах с естественной циркуляцией является скорость циркуляции. Под скоростью циркуляции w_0 , м/с, понимается линейная скорость среды при условии, что плотность ее равна плотности воды на линии насыщения при данном давлении:

$$w_0 = G_{\text{ц}}/f\rho' = w_m/\rho'. \quad (1.8)$$

Если сечения всех участков подъемного звена одинаковы, что чаще всего имеет место в современных паровых котлах, то за скорость циркуляции принимают линейную скорость среды на входе в подъемное звено.

Под приведенной скоростью фаз подразумевают средние линейные скорости движения данной фазы, если бы она занимала все сечение канала. Таким образом, приведенная скорость пара, м/с,

$$w_0'' = D''/f\rho'' = w_mx/\rho'', \quad (1.9)$$

а приведенная скорость воды

$$w_0' = \frac{G'}{f\rho'} = \frac{w_m(1-x)}{\rho'}. \quad (1.10)$$

Скорость смеси представляет собой сумму приведенных скоростей воды и пара:

$$w_{\text{см}} = w_0' + w_0''. \quad (1.11)$$

Если поставить в формулу (1.11) значения w_0' и w_0'' из формул (1.9) и (1.10), то после несложных алгебраических преобразований можно получить

$$w_{\text{см}} = w_0 \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (1.12)$$

$$w_{см} = w_0 + w_0'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right). \quad (1.13)$$

Расходный удельный объем пароводяной смеси, м³/кг, можно подсчитать по уравнению

$$v_{см} = v''x + v'(1 - x), \quad (1.14)$$

а расходную плотность смеси, кг/м³, — по уравнению

$$\rho_{см} = 1/v_{см} = \beta\rho'' + (1 - \beta)\rho'. \quad (1.15)$$

В уравнениях (1.14) и (1.15) v' , v'' — удельные объемы воды и пара на линии насыщения, м³/кг.

Расходная энтальпия пароводяной смеси, кДж/кг, определяется по массовому расходному паросодержанию и энтальпии жидкой h' и паровой h'' фаз на линии насыщения:

$$h_{см} = h''x + h'(1 - x). \quad (1.16)$$

Если разрешить последнее уравнение относительно x и принять при этом $h'' - h' = r$ (теплота парообразования), то получим

$$x_{отн} = \frac{h_{см} - h'}{r}. \quad (1.17)$$

Параметр $x_{отн}$ называется относительной энтальпией потока. Следует указать, что этот параметр может иметь как положительные, так и отрицательные значения. Положительное значение этого параметра указывает на то, что среда представляет собой пароводяную смесь с определенным паросодержанием. Отрицательное значение означает, что протекающая среда является средой, недогретой до кипения. Значение $x_{отн} > 1$ означает, что среда является перегретым паром.

Такая оценка среды через относительную энтальпию справедлива для равновесного состояния фаз в среде. Но при неравновесном состоянии фаз пар может иметь место в среде или в отдельных ее слоях и при отрицательном значении относительной энтальпии.

1.3. Реальные характеристики напорного движения пароводяной смеси

В неравновесной пароводяной смеси уравнения теплового и материального балансов не дают возможности определить массовые расходы каждой из фаз, так как скорость протекания фазовых превращений (конденсация пара в недогретой воде или испарение жидкости в перегретом паре) остается неизвестной [2]. Кроме того, пар, в силу различия плотностей жидкости и пара, стремится всплыть. Поэтому в паро-

водяной смеси наблюдается относительная скорость паровой фазы. Наличие этой относительной скорости иногда оценивается некоторым коэффициентом скольжения фаз [3] или фактором скольжения [4]. Имели место неоднократные попытки создания аналитических моделей, которые позволили бы подсчитать реальные (иногда называемые "истинными") значения характеристик двухфазного потока. Однако обстоятельные исследования движения пузырей в несущем потоке жидкости [5] показали большое количество факторов, влияющих на величину относительной скорости паровой фазы в потоке. К этим факторам относятся физические свойства среды (давление), размеры пузырей, паросодержание, интенсивность испарения (тепловая нагрузка), форма и размеры канала. Учет всех этих факторов в аналитической модели сегодня затруднителен. Поэтому ВТИ и ЦКТИ на основании анализа обширного экспериментального материала разработали расчетный метод определения осредненных по сечению и по времени напорных паросодержаний, который приведен в Нормативном методе гидравлических расчетов паровых котлов [6]. Сущность этого метода следующая.

Примем долю сечения канала, по которому перемещается пароводяная смесь, занятая паром,

$$\varphi = f''/f. \quad (1.18)$$

По методике ВТИ и ЦКТИ расчет напорных паросодержаний φ рекомендуется определять по формуле

$$\varphi = C\beta. \quad (1.19)$$

Как видно из (1.19), "истинное" объемное паросодержание (напорное паросодержание) зависит от расходного объемного паросодержания. Для определения поправочного коэффициента C даются номограммы, построенные на основании обработки опытных данных (рис. 1.5 и 1.6).

Номограмма на рис. 1.5, а построена для значений $\beta \leq 0,9$. При $\beta > 0,9$ для определения φ рекомендуется пользоваться для прямооточных элементов номограммой, представленной на рис. 1.5, б; при этом коэффициент C определяется по номограмме на рис. 1.5, а. Если $w_{см}$ больше 3,5 м/с, то C надо принимать для значения $w_{см} = 3,5$ м/с или принимать φ по номограмме на рис. 1.6.

При расчете естественной циркуляции при скоростях смеси больше 3,5 м/с можно пользоваться номограммой на рис. 1.6.

При расчете элементов с многократной принудительной циркуляцией при $\beta \leq 0,9$ рекомендуется пользоваться номограммой на рис. 1.5, а; при $\beta > 0,9$ — интерполяционной формулой

$$\varphi = \varphi_{0,9} + 10(\beta - 0,9)(\varphi_{заст} - \varphi_{0,9}), \quad (1.20)$$

где $\varphi_{0,9}$ — доля сечения трубы, занятая паром, определенная для $\beta = 0,9$ по номограмме на рис. 1.5, б; $\varphi_{заст}$ — доля сечения трубы, при которой происходит застой циркуляции (см. ниже § 6.3); при этом принимается $w_0'' = w_{см}$.

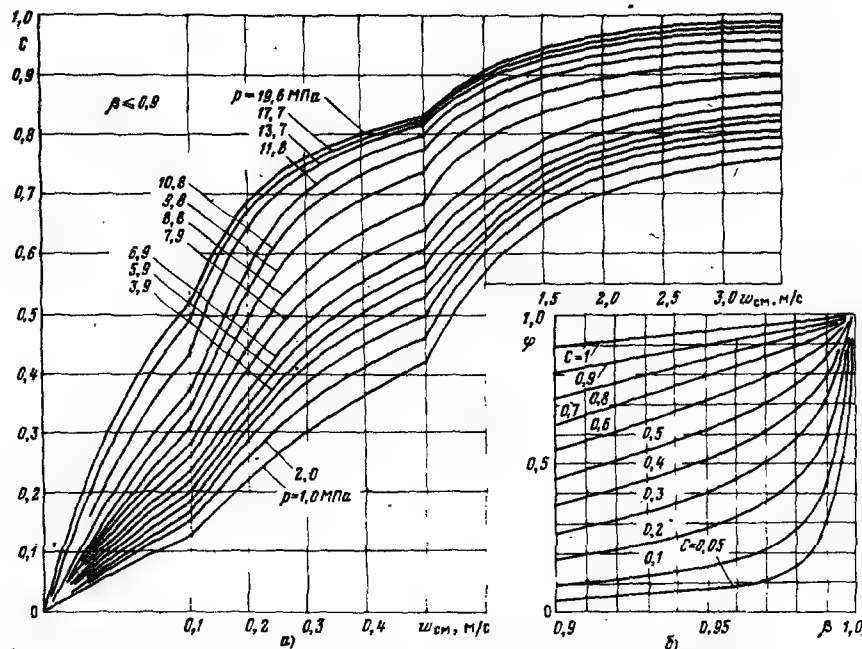


Рис. 1.5. Номограмма для определения коэффициента C (а) при $w_{см} < 3,5$ м/с и φ (б) при $\beta > 0,9$

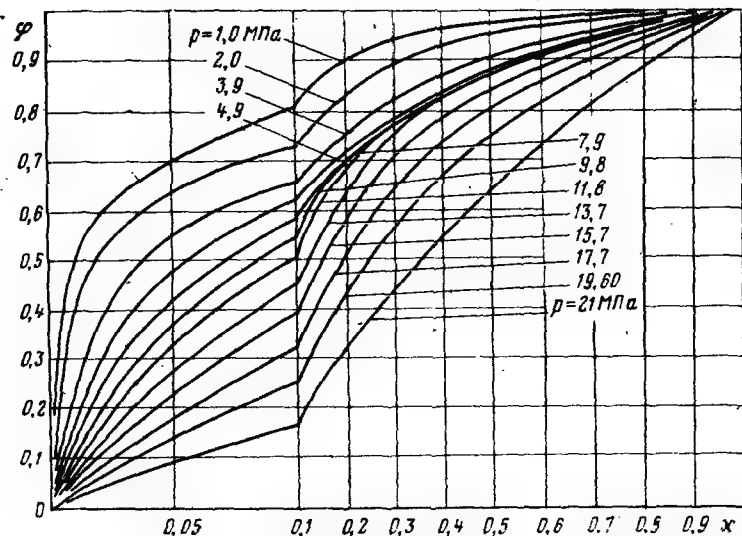


Рис. 1.6. Номограмма для определения φ при $w_{см} > 3,5$ м/с

Номограммы, представленные на рис. 1.5 и 1.6, составлены для вертикально расположенных труб диаметром 30 мм. Для труб диаметром меньше 30 мм к расчетным скоростям смеси надо вводить поправку по формуле

$$w_{см}^{расч} = w_{см} \frac{0,173}{\sqrt{d_{вн}}}, \quad (1.21)$$

где $w_{см}$ определяется по уравнению (1.12) или (1.13); $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, мм.

Напорное паросодержание в наклонных трубах рекомендуется определять с введением поправки по формуле

$$\varphi_a = K_a \varphi, \quad (1.22)$$

где φ — напорное паросодержание в вертикальной трубе; K_a — поправочный коэффициент на угол наклона, который определяется по номограмме на рис. 1.7.

При расчете прямоточных элементов при $\beta > 0,9$ по интерполяционной формуле

$$K_a = K_{a \cdot 0,9} + 10(\beta - 0,9)(1 - K_{a \cdot 0,9}), \quad (1.23)$$

где $K_{a \cdot 0,9}$ определяется по номограмме на рис. 1.7.

Рассмотренная выше методика определения напорного паросодержания относится к случаям, когда двухфазная среда движется снизу вверх. При этом направлении движения наличие относительной скорости пара ведет к уменьшению напорного паросодержания по сравнению с расходным паросодержанием. При движении среды в обратном направлении (сверху вниз) картина меняется. Так как пузыри пара всегда стремятся подниматься вверх, то относительная их скорость будет приводить к увеличению напорного паросодержания по сравнению с расходным. В этом случае нормативный метод рекомендует определять напорное паросодержание по формуле

$$\varphi = C_{оп} \beta. \quad (1.23a)$$

При этом $C_{оп}$ определяется по номограмме на рис. 1.8 следующим образом. На оси абсцисс откладывается расходная скорость смеси $w_{см}$, определяемая по уравнениям (1.12) или (1.13). Из этой точки восстанавливается перпендикуляр до пересечения с линией давления, обозначенной сплошной линией. Из точки пересечения проводится горизонтальная линия до оси ординат, на которой откладывается $\beta_{гр}$. Полученное значение $\beta_{гр}$ сравнивается с расходным объемным паросодержанием. Если $\beta_{гр} < \beta$, то горизонталь проводится дальше до пересечения с вертикальными прямыми пунктирными линиями для данного давления и на оси абсцисс (верхняя рамка номограммы) определяется $C_{оп}$.

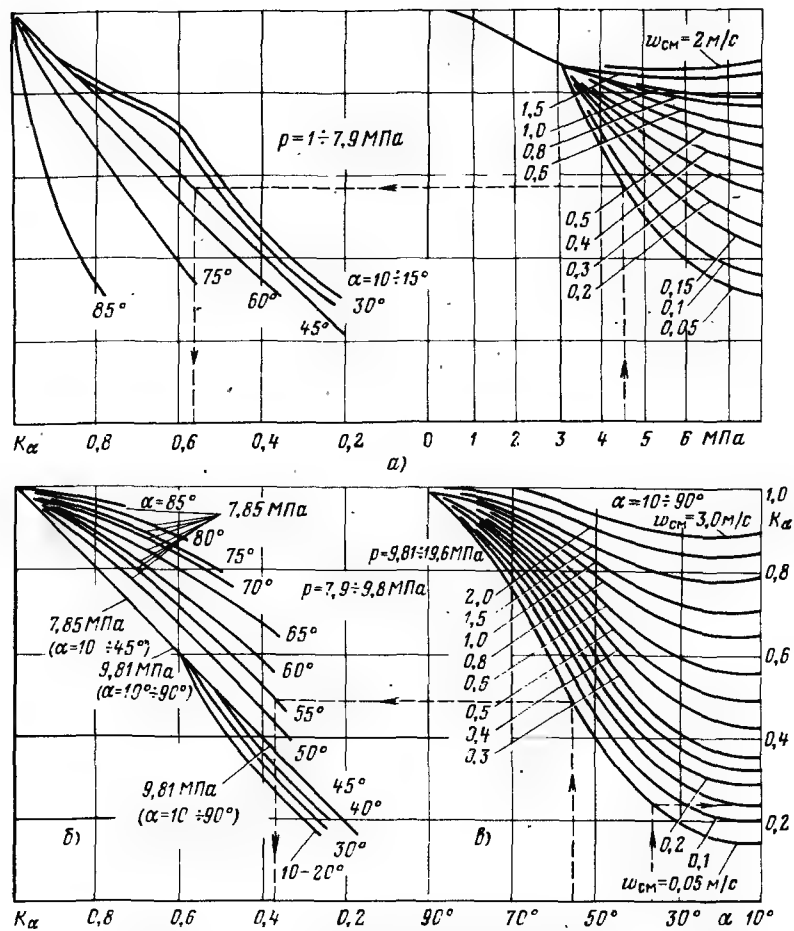


Рис. 1.7. Номограмма для определения поправочного коэффициента K_α

Если $\beta_{гр} > \beta$, то горизонталь из полученной $\beta_{гр}$ проводят до криволинейных линий давления, обозначенных сплошной линией, и из точки пересечения опускают перпендикуляр до оси абсцисс, на которой отложены значения $C'_{оп}$.

Определив таким образом $C'_{оп}$, подсчет φ рекомендуется вести по формуле

$$\varphi = C'_{оп} + (1 - C'_{оп})\beta. \quad (1.24)$$

Номограммой на рис. 1.8 можно пользоваться для труб диаметром до 70 мм. При диаметрах труб, больших 70 мм, при пользовании номо-

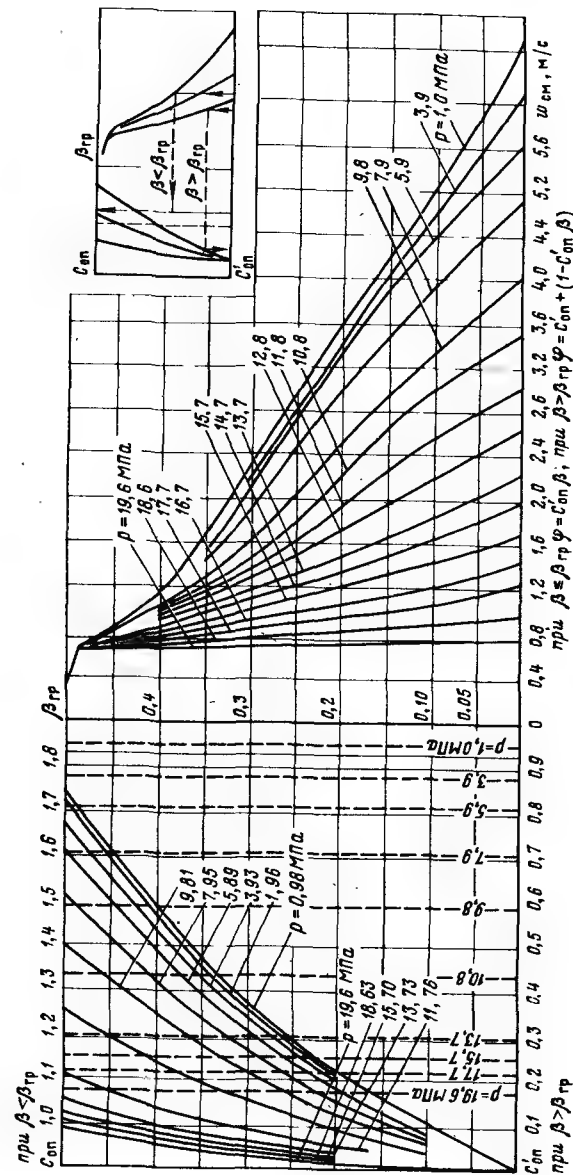


Рис. 1.8. Номограмма для определения φ при опускном движении среды в вертикальных трубах

граммой 1.8 следует ввести поправку к скорости смеси по формуле

$$w_{см}^{расч} = w_{см} \frac{0,265}{\sqrt{d_{вн}}}, \quad (1.25)$$

где $w_{см}$ определяется по уравнениям (1.12) или (1.13); $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, мм.

"Истинную" плотность пароводяной смеси после определения напорного паросодержания φ легко вычислить по уравнению

$$\rho_{см}'' = \varphi \rho'' + (1 - \varphi) \rho'. \quad (1.26)$$

1.4. Вычисление средних значений характеристик среды в обогреваемых элементах

До сих пор мы рассматривали основные характеристики пароводяной смеси в определенных сечениях. В практике гидравлических расчетов приходится часто иметь дело со случаями, когда энтальпия и паросодержание непрерывно изменяются. В соответствии с этим изменяются и расчетные параметры среды. При гидравлических расчетах определенных участков обогреваемых сред приходится пользоваться не локальными, а средними значениями характеристик.

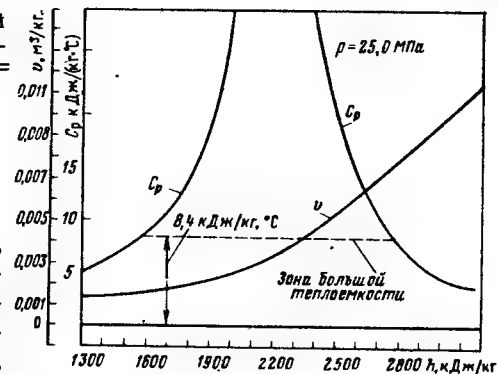
При докритических давлениях изменение физических параметров воды и водяного пара идет монотонно вплоть до парообразования. Так же монотонно происходит и изменение физических величин в области перегретого пара. Поэтому, зная средние значения энтальпии среды

$$\bar{h} = \frac{h_{вх} + h_{вых}}{2}, \quad (1.27)$$

по уравнениям, приведенным выше, вычисляются средние значения параметров пароводяной смеси.

При сверхкритических параметрах дело обстоит сложнее. Как известно из термодинамики водяных паров, при сверхкритических параметрах имеются зоны, в которых изменения удельных объемов и плотности среды с изменением энтальпии невелики, но есть зоны, в которых эти величины изменяются с изменением энтальпии весьма существенно. Особенно изменяются удельные объемы (и плотность) в так называемой зоне большой изобарной теплоемкости. На рис. 1.9 представлены изменения удельных объемов и изобарных теплоемкостей при давлении 25,0 МПа. Нетрудно видеть, что на кривой $\nu = f(h)$ имеются три достаточно резко выделяющиеся области: область до зоны большой теплоемкости (ЗБТ), в которой имеет место монотонное, близкое к линейной нарастание удельных объемов, область, совпадающая с ЗБТ, в которой имеет место нелинейное нарастание удельных

Рис. 1.9. Зависимость изобарной теплоемкости и удельного объема среды от энтальпии при $p = 25,0$ МПа



объемов, и область за ЗБТ, в которой изменение удельных объемов снова приближается к линейной. На этом основании в некоторых работах, например в [2], были сделаны попытки выразить зависимость удельного объема от энтальпии в виде

$$\nu = Ch^m, \quad (1.28)$$

При этом для определения коэффициентов C и m в трех отдельных областях даются зависимости в виде аналитических функций от давления. Недостаток этого способа состоит в том, что зависимости получаются достаточно сложные и не обеспечивают нужной точности при расчетах.

Если не учитывать эту особенность поведения удельного объема в ЗБТ и вести расчеты по средней энтальпии как для докритических параметров, то, как указывается в [7], погрешность в расчетах гидравлических сопротивлений достигает 40%. Для уточнения таких расчетов авторы предлагают вести расчет удельных объемов ν , m^3/kg , и плотности ρ , kg/m^3 , по формулам

$$\bar{\nu} = \frac{\bar{\nu}_1(2300 - h_{вх}) + \bar{\nu}_2(h_{вых} - 2300)}{h_{вых} - h_{вх}}; \quad (1.29)$$

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{\rho}_1(2300 - h_{вх}) + (h_{вых} - 2300)\bar{\rho}_2}{h_{вых} - h_{вх}}, \quad (1.30)$$

где $h_{вх}$, $h_{вых}$ — энтальпия среды на входе и выходе из расчетного элемента, кДж/кг; $\bar{\nu}_1$, $\bar{\nu}_2$, $\bar{\rho}_1$, $\bar{\rho}_2$ — средние удельные объемы, m^3/kg , и плотности среды, kg/m^3 , на первой и второй частях приращения энтальпии.

При этом для определения средних удельных объемов и плотностей по частям можно пользоваться таблицей данных для водяных паров. Указывается, что предельные погрешности расчетов сопротивлений при таком определении средних удельных объемов не превышают 6–8%, а плотности 4–5%.

Нормативный метод гидравлических расчетов котельных агрегатов [6] рекомендует для расчета средних удельных объемов и плотности при сверхкритических параметрах следующие формулы:

$$\bar{v} = \frac{h_{\text{вых}}^{\text{ин}} \bar{v}_{\text{вых}}^{\text{ин}} - h_{\text{вх}}^{\text{ин}} \bar{v}_{\text{вх}}^{\text{ин}}}{h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}}, \quad (1.31)$$

$$\bar{\rho} = \frac{h_{\text{вых}}^{\text{ин}} \bar{\rho}_{\text{вых}}^{\text{ин}} - h_{\text{вх}}^{\text{ин}} \bar{\rho}_{\text{вх}}^{\text{ин}}}{h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}}. \quad (1.32)$$

Величины $\bar{v}_{\text{вх}}^{\text{ин}}$, $\bar{v}_{\text{вых}}^{\text{ин}}$, $\bar{\rho}_{\text{вх}}^{\text{ин}}$ и $\bar{\rho}_{\text{вых}}^{\text{ин}}$ берутся из таблиц среднеинтегральных значений, подсчитанных между 0 и соответствующей температурой для данных энтальпий. Таблицы для разных давлений приведены в [6].

В нормативном методе отмечается, что если приращение энтальпии в расчетном элементе будет меньше 210 кДж/кг, а также если $h_{\text{вх}}$ и $h_{\text{вых}}$ лежат ниже 1670 кДж/кг или выше 2700 кДж/кг (вне ЗБТ), то плотность и удельный объем без большой погрешности можно считать по средней энтальпии среды и пользоваться обычными таблицами для водяного пара.

Глава вторая

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ПО ЭЛЕМЕНТАМ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРОВ

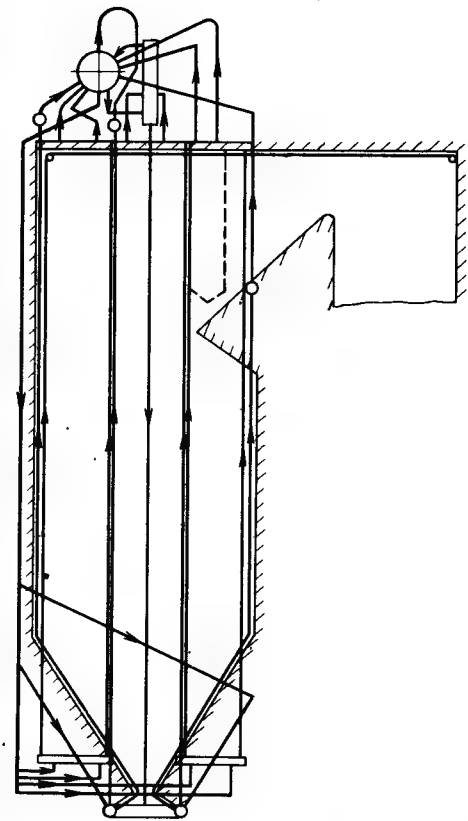
2.1. Составление схем и конструктивных характеристик циркуляционных контуров и их элементов

Тепловая нагрузка того или иного элемента, включенного в состав циркуляционных контуров, или его отдельных участков подсчитывается на основании данных теплового расчета. При гидравлических расчетах котлов на различные паропроизводительности тепловые расчеты производятся на все эти паропроизводительности.

Прежде чем приступить к гидравлическим расчетам, необходима подготовка исходных данных для проведения таких расчетов. К исходным данным относятся данные теплового расчета, которые выписываются в виде таблиц, представленных в приложении 1. Затем на основании конструктивных чертежей котла составляются схемы циркуляционных контуров для котлов с естественной циркуляцией или схема пароводяного тракта для котлов с принудительным движением среды. Пример схемы циркуляционных контуров для котла с естественной циркуляцией представлен на рис. 2.1, схемы пароводяного тракта прямооточного котла — на рис. 2.2.

Одновременно с этим составляется таблица конструктивных данных, дающих полную информацию о циркуляционных контурах для котла

Рис. 2.1. Схема циркуляционных контуров для котла с естественной циркуляцией



с естественной циркуляцией, или описание всех элементов и соединительных труб для прямооточного котла (Приложение 2); составляются расчетные схемы каждого контура котла с естественной циркуляцией и каждого элемента прямооточного котла.

В современных паровых котлах большой и средней паропроизводительности основными парогенерирующими поверхностями являются экраны поверхности и фестоны, расположенные в выходном окне топки. В котлах среднего и низкого давления встречаются и дополнительные конвективные парогенерирующие поверхности в виде пучков в конвективных газоходах. Условно принимают, что все экраны поверхности воспринимают только теплоту, передаваемую в топке радиацией. Испарительные поверхности, расположенные в выходном окне топки, воспринимают как радиационную теплоту из топки, так и теплоту, передаваемую конвекцией, поскольку они омываются потоком газов, выходящих из топки. Дополнительные конвективные парогенерирующие пучки, располагающиеся в газоходах вне топки, воспринимают только конвективную теплоту.

2.2. Распределение радиационной тепловой нагрузки по экраным поверхностям

Средняя удельная тепловая нагрузка всех радиационных поверхностей, кВт/м², расположенных в топочной камере, на основании данных теплового расчета составит

$$\bar{q} = \frac{B_p Q_{\text{пл}}}{\sum \psi F}, \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{пл}} = (Q_{\text{т}} - J_{\text{т}}'') \varphi$ — тепловосприятие всех поверхностей топки за

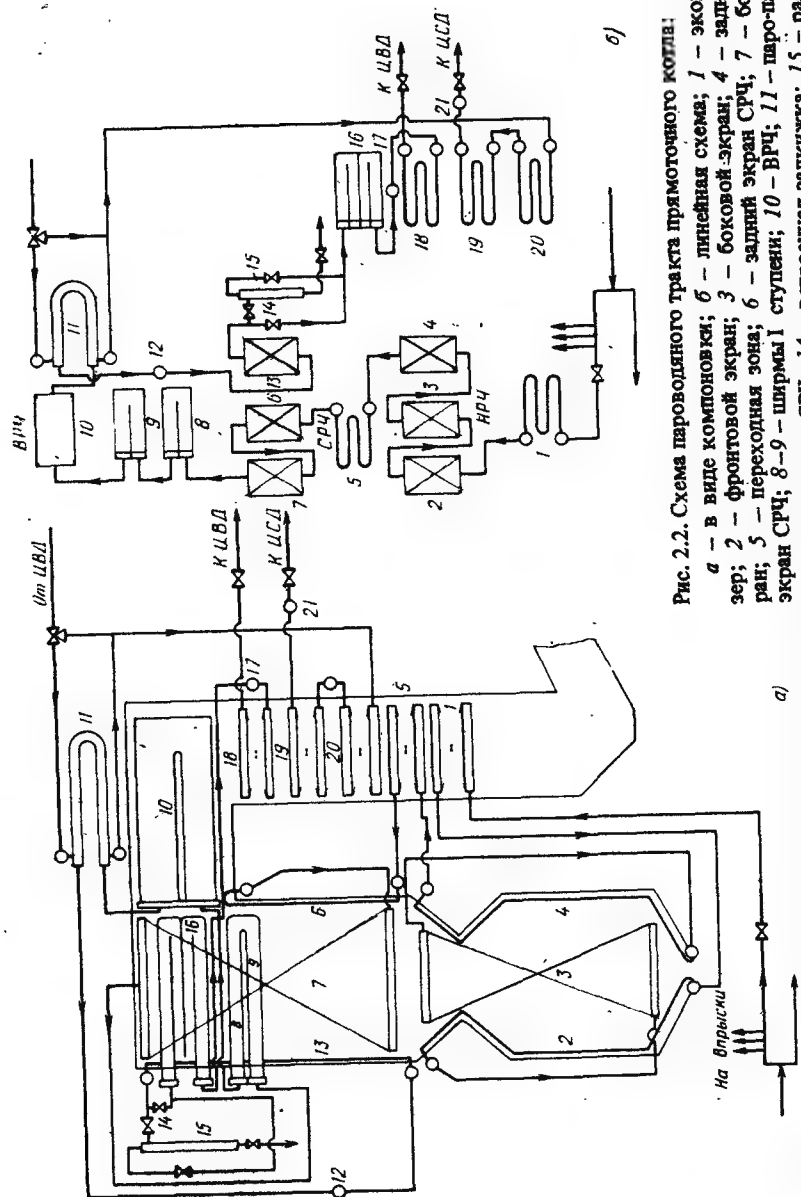


Рис. 2.2. Схема парового тракта прямого котла:

а — в виде компонентов; б — линейная схема; 1 — экономайзер; 2 — фронтальный экран; 3 — боковой экран; 4 — задний экран; 5 — переходная зона; 6 — боковой экран СРЧ; 7 — боковой экран СРЧ; 8-9 — ширины I ступени; 10 — ВРЧ; 11 — паропаровой экран СРЧ; 12 — встроенная задкалка; 13 — фронтальный экран СРЧ; 14 — встроенный пароперегреватель высокого давления; 15 — пароперегреватель промежуточного перегрева; 16 — впускной пароперегреватель; 17 — впускной пароперегреватель; 18 — конвективный пароперегреватель; 19, 20 — конвективный пароперегреватель промежуточного перегрева; 21 — аварийный впускной пароперегреватель.

счет радиационного теплообмена, отнесенное к расходу топлива, кДж/кг; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; $\Sigma \psi F$ — сумма произведений всех поверхностей топки F на их коэффициент тепловой эффективности ψ , m^2 .

С учетом неравномерности обогрева поверхности нагрева, расположенные в топке, будут воспринимать теплоту, кВт:

фронтальная стена

$$Q_{фр} = \bar{q} \eta_{ст.фр} \Sigma (\psi F)_{фр}; \quad (2.2)$$

задняя стена

$$Q_{зад}^* = \bar{q} \eta_{ст.з} \Sigma (\psi F)_з; \quad (2.3)$$

боковые стены

$$Q_{бок} = 2 \bar{q} \eta_{ст.б} \Sigma (\psi F)_б. \quad (2.4)$$

Здесь $\eta_{ст.фр}$, $\eta_{ст.з}$, $\eta_{ст.б}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерность удельной тепловой нагрузки по стенкам топки.

Сумма всех тепловых нагрузок

$$\bar{q} [\eta_{ст.фр} \Sigma (\psi F)_{фр} + \eta_{ст.з} \Sigma (\psi F)_з + 2 \eta_{ст.б} \Sigma (\psi F)_б] = B_p Q_{пл}. \quad (2.5)$$

В современных паровых котлах с натрубной обмуровкой часто на потолке топочной камеры располагаются пароперегревательные поверхности нагрева. В этом случае тепловосприятие этих поверхностей определяется как

$$Q_{пот} = \bar{q} \eta_{в.пот} (\psi F)_{пот} \quad (2.6)$$

и $Q_{пот}$ либо вычитается из правой, либо прибавляется к левой части уравнения (2.5). Здесь $\eta_{в.пот}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность удельной тепловой нагрузки по высоте топки (см. ниже).

Выбор коэффициентов неравномерности тепловосприятия определяется расположением и характеристикой горелочных устройств. При фронтальном расположении турбулентных горелок противоположная (задняя) стена топки получает наибольшее количество теплоты по сравнению с другими стенами. Поэтому рекомендуется принимать $\eta_{ст.з} = 1,1$. При фронтальном расположении амбразур шахтных мельниц рекомендуется $\eta_{ст.з} = 1,2$. Остальные коэффициенты ($\eta_{ст.фр}$, $\eta_{ст.б}$) принимаются одинаковыми, а значение их подсчитывается из уравнения (2.5). Таким образом, с учетом тепловосприятия потолоч-

* В данном случае в поверхность задней стены включается и выходное окно топки.

$$\eta_{\text{ст.фр}} = \eta_{\text{ст.б}} = \frac{B_p Q_{\text{л}} - \bar{q}_{\text{ст.з}} \Sigma(\psi F)_{\text{з}} - Q_{\text{пот}}}{\bar{q} [\Sigma(\psi F)_{\text{фр}} + 2 \Sigma(\psi F)_{\text{б}}]} \quad (2.7)$$

При встречном расположении горелок на боковых стенах топки, а также при угловом расположении принимается, что распределение теплоты по стенам равномерное. При этом для всех стен коэффициенты принимаются одинаковыми.

На любой стене топочной камеры экраны могут быть образованы отдельными панелями, каждая из которых может входить как самостоятельный элемент подъемного звена контура в котлах с естественной циркуляцией или элемент схемы пароводяного тракта в прямоточных котлах. При наличии нескольких панелей на стене они будут располагаться не на одинаковом расстоянии от ядра факела в топке, а следовательно, это обусловит неравномерность тепловой нагрузки по ширине стены. Эта неравномерность при распределении тепловой нагрузки учитывается коэффициентом неравномерности тепловой нагрузки по ширине ($\eta_{\text{ш}}$). Так, для трех панелей, находящихся на фронтальной стене, их тепловая нагрузка будет распределяться следующим образом:

$$Q_{\text{фр1}} = \bar{q} \eta_{\text{ст.фр}} \eta_{\text{ш.фр1}} \Sigma(\psi F)_{\text{фр1}}; \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{фр2}} = \bar{q} \eta_{\text{ст.фр}} \eta_{\text{ш.фр2}} \Sigma(\psi F)_{\text{фр2}}; \quad (2.9)$$

$$Q_{\text{фр3}} = \bar{q} \eta_{\text{ст.фр}} \eta_{\text{ш.фр3}} \Sigma(\psi F)_{\text{фр3}}. \quad (2.10)$$

При этом

$$Q_{\text{фр}} = Q_{\text{фр1}} + Q_{\text{фр2}} + Q_{\text{фр3}}. \quad (2.11)$$

Подставим в правую часть уравнения (2.11) значения $Q_{\text{фр1}}$, $Q_{\text{фр2}}$ и $Q_{\text{фр3}}$ из уравнений (2.8), (2.9) и (2.10), а в левую часть — из уравнения (2.2). После несложных преобразований получим

$$1 = \eta_{\text{ш.фр1}} \frac{\Sigma(\psi F)_{\text{фр1}}}{\Sigma(\psi F)_{\text{фр}}} + \eta_{\text{ш.фр2}} \frac{\Sigma(\psi F)_{\text{фр2}}}{\Sigma(\psi F)_{\text{фр}}} + \eta_{\text{ш.фр3}} \frac{\Sigma(\psi F)_{\text{фр3}}}{\Sigma(\psi F)_{\text{фр}}} \quad (2.12)$$

При одинаковых по значению поверхности нагрева крайних панелей ($F_{\text{фр1}} = F_{\text{фр3}}$) и при симметричном их расположении по отношению к средней панели, а также принимая во внимание, что

$$(\psi F)_{\text{фр}} = (\psi F)_{\text{фр1}} + (\psi F)_{\text{фр2}} + (\psi F)_{\text{фр3}} \quad (2.13)$$

и

$$\eta_{\text{ш.фр1}} = \eta_{\text{ш.фр3}}, \quad (2.14)$$

из уравнения (2.12) легко получить

$$\eta_{\text{ш.фр2}} = \frac{1 - \eta_{\text{ш.фр1}} \frac{\Sigma(\psi F)_{\text{фр1}} + \Sigma(\psi F)_{\text{фр3}}}{\Sigma(\psi F)_{\text{фр}}}}{1 - \frac{\Sigma(\psi F)_{\text{фр1}} + \Sigma(\psi F)_{\text{фр3}}}{\Sigma(\psi F)_{\text{фр}}}} \quad (2.15)$$

Для случая, когда все три панели равны по значению:

$$(\psi F)_{\text{фр1}} = (\psi F)_{\text{фр2}} = (\psi F)_{\text{фр3}},$$

с учетом соотношения (2.14)

$$\eta_{\text{ш.фр2}} = 3 \left(1 - \frac{2}{3} \eta_{\text{ш.фр1}} \right). \quad (2.16)$$

Таким образом, выбрав значение $\eta_{\text{ш}}$ для одной панели, для остальных панелей $\eta_{\text{ш}}$ получаются простым расчетом.

Аналогичные расчеты можно производить для любых экранных поверхностей при любом количестве панелей на стенке. При этом для выбора коэффициентов неравномерности по ширине следует руководствоваться табл. 2.1 [6].

Поверхности, расположенные на различной высоте в топочной камере, воспринимают теплоту с неодинаковой интенсивностью. Наибольшие удельные тепловые нагрузки имеют участки поверхностей нагрева, расположенные вблизи ядра факела. Участки, удаленные от ядра фа-

Таблица 2.1. Коэффициенты неравномерности тепловых нагрузок по ширине стен топочной камеры

Расположение	$\eta_{\text{ш}}$	
	Наибольшее значение	Наименьшее значение
По всей ширине стены или ее половине	1,0	1,0
3 и 4 панели на стене	1,1	0,9
5 и более	1,2	0,8

Примечания: 1. Большие значения $\eta_{\text{ш}}$ принимаются для панелей, расположенных в средней части стены, меньшие — в крайних. 2. При выделении в углах топки секций с числом труб не более 10 для них принимается $\eta_{\text{ш}} = 0,7$. При возможных больших шлакованиях углов для этих секций $\eta_{\text{ш}}$ может быть уменьшен еще на 25–50%.

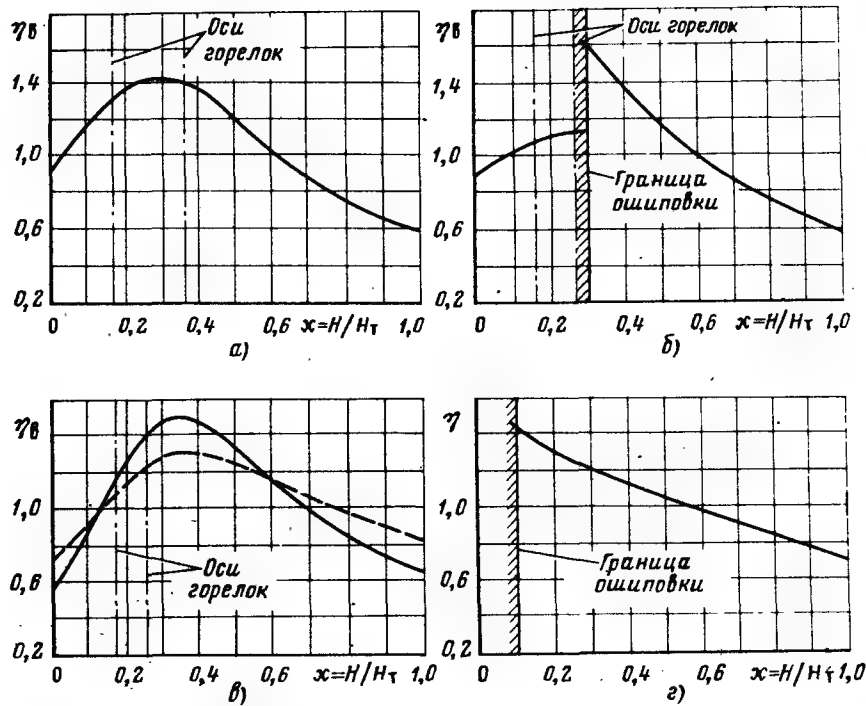


Рис. 2.3. Коэффициент распределения тепловосприятости по высоте топки:

а — газомазутные топки; б — пылеугольные топки с твердым шлакоудалением; — — — — АШ, тощие и каменные угли, сушенка бурого угля; — — — — бурые угли, фрезторф; в — пылеугольные котлы с жидким шлакоудалением; г — камеры охлаждения двухкамерных топок

кела, например расположенные в верхней части топки, а при твердом шлакоудалении — в нижней части топки, имеют меньшие удельные тепловые нагрузки. Более или менее точное распределение тепловых нагрузок по высоте можно выполнить на основании проведения позонных расчетов по высоте топочной камеры. При отсутствии таких расчетов нормативный метод теплового расчета котельных агрегатов [1] рекомендует вести определение тепловой нагрузки для элементов или участков поверхностей нагрева, расположенных в топке, по формуле

$$Q_i = \bar{q} \eta_{cti} \eta_{ши} \eta_{vi} \Sigma(\psi F)_i, \quad (2.16a)$$

где η_{vi} — коэффициент неравномерности тепловых нагрузок по высоте топки; $\Sigma(\psi F)_i$ — эффективная тепловоспринимающая поверхность участка на данной высоте, m^2 .

Эти коэффициенты можно выбирать по рис. 2.3, на котором по оси абсцисс отложена относительная высота того или иного участка поверх-

ности нагрева в топке:

$$X = H_{yч} / H_T, \quad (2.17)$$

где $H_{yч}$ — средняя высота расположения участка от нижней части топки, м; H_T — полная высота топки от начала тепловоспринимающей поверхности до середины выходного окна, м.

В соответствии с нормативным методом теплового расчета [1] начало отсчета высоты топки с холодной воронкой находится на половине высоты холодной воронки; для топки с плоским подом (жидкое шлакоудаление, газомазутные топки) — от наинизшей точки пода. Для потолочного экрана η_v можно принимать по минимальному значению правых частей рис. 2.3, т. е. при $X = 1$.

При наличии большего числа парообразующих участков в топке, как, например, показано на рис. В.1, тепловосприятие каждого участка определяется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} Q_{yч1} &= \bar{q} \eta_{ct} \eta_{ш} \eta_{v1} \Sigma(\psi F)_{yч1}; \\ Q_{yч2} &= \bar{q} \eta_{ct} \eta_{ш} \eta_{v2} \Sigma(\psi F)_{yч2}; \\ Q_{yч3} &= \bar{q} \eta_{ct} \eta_{ш} \eta_{v3} \Sigma(\psi F)_{yч3} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

и т. д. При этом

$$\sum_1^n Q_{yч} = Q_{пан}, \quad (2.19)$$

где $Q_{пан}$ определяется по формулам (2.8)–(2.10) в зависимости от того, на какой панели расположены рассматриваемые участки.

Необходимо заметить, что при выборе η_v для разных участков поступают так же, как и при определении $\eta_{ш}$. Определяются η_v для $(n - 1)$ участков (где n — число участков), а для оставшегося участка (произвольно выбранного) η_v определяется из балансового уравнения (2.19).

После проведения всех расчетов по распределению тепловых нагрузок по контурам, элементам и участкам необходимо проверить и убедиться в том, что

$$\Sigma Q_p = B_p Q_{л}, \quad (2.20)$$

где ΣQ_p — сумма тепловосприятий всех участков всех контуров и элементов, находящихся в топке, включая и тепловосприятие потолка и выходного окна.

2.3. Распределение тепловой нагрузки по рядам пучка в выходном окне топки

При наличии в выходном окне топки пучков (фестонов) парообразующих труб они располагаются рядами. При этом радиационная и конвективная тепловая нагрузка рядов неравномерна: ряды труб, расположенные ближе к топке, получают больше теплоты, чем последующие ряды. Рассмотрим сначала распределение радиационной теплоты по рядам пучка. Первый ряд пучка воспринимает теплоту, кВт,

$$Q_{л1р} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi Fx_1. \quad (2.21)$$

Пройдет мимо первого ряда и попадет на второй ряд теплота:

$$Q'_{л1р} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F(1 - x_1). \quad (2.22)$$

Теплота, воспринимаемая вторым рядом, выразится как

$$Q_{л2р} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F(1 - x_1)x_2 \quad (2.23)$$

и т. д.

В общем виде можно записать, что теплота, воспринятая любым (k -м) рядом при n рядах в пучке, будет

$$Q_{лкр} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F(1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_{k-1})x_k. \quad (2.24)$$

Теплота, прошедшая мимо k -го ряда, составит

$$Q'_{л.кр} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F(1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_k). \quad (2.25)$$

Здесь F — площадь выходного окна, m^2 ; x_1, x_2, x_k — факторы формы 1-го, 2-го, ..., n -го рядов (определяются по рис. 2.4); ξ — коэффициент загрязнения, который для всего пучка можно брать одинаковым.

По уравнению (2.24) можно вычислить радиационное тепловосприятие любого ряда пучка (фестона), обращенного в топку. Мимо пучка, состоящего из n рядов, пройдет теплота и не будет воспринята им:

$$Q'_{лn} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F(1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_n). \quad (2.26)$$

Количество теплоты, которое будет воспринято пучком в целом, можно подсчитать как разницу между теплотой, излучаемой из топки на выходное окно, и теплотой, не воспринятой трубным пучком, т. е. прошедшим мимо пучка, состоящего из n рядов:

$$Q_{пучка} = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi F[1 - (1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_n)] = \bar{q}\eta_{ст}\eta_{ш}\eta_{в}\xi Fx_{пучка}, \quad (2.27)$$

где $x_{пучка} = 1 - (1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_n)$ — фактор формы многорядного пучка.

Конвективная теплота, воспринимаемая рядами пучка, обращенного в топку, также неравномерна.

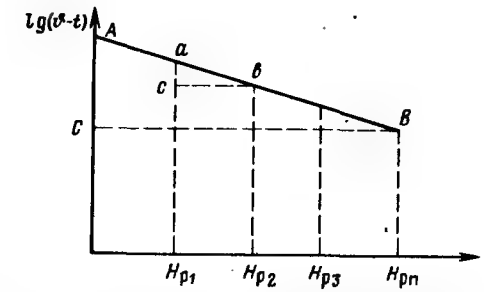
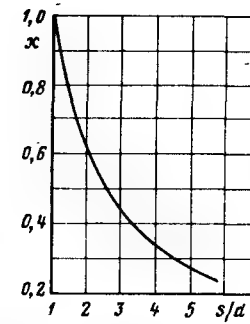


Рис. 2.4. Угловой коэффициент рядов труб, воспринимающих лучистое тепло из топки

Рис. 2.5. К распределению конвективной теплоты по рядам пучка

Как известно, количество теплоты, переданной всему пучку конвекцией, кВт, представляется уравнением

$$Q = H_{рас}ck \frac{(\vartheta' - t) - (\vartheta'' - t)}{\ln \frac{\vartheta' - t}{\vartheta'' - t}} = H_{рас}ck \frac{\vartheta' - \vartheta''}{\ln \frac{\vartheta' - t}{\vartheta'' - t}}. \quad (2.28)$$

Для любого из рядов пучка количество теплоты, переданной конвекцией, представляется аналогично:

$$Q_{кр} = H_{рас.кр}k_k \frac{(\vartheta'_k - t) - (\vartheta''_k - t)}{\ln \frac{\vartheta'_k - t}{\vartheta''_k - t}} = H_{рас.кр}k_k \frac{\vartheta'_k - \vartheta''_k}{\ln \frac{\vartheta'_k - t}{\vartheta''_k - t}}. \quad (2.29)$$

Здесь k, k_k — коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $H_{рас}, H_{рас.кр}$ — расчетная поверхность нагрева пучка и отдельного ряда, m^2 ; $\vartheta', \vartheta'', \vartheta'_k, \vartheta''_k$ — температуры газов соответственно перед пучком и за ним и перед k -м рядом и за ним, $^\circ C$; t — температура обогреваемой среды, постоянная для всей поверхности, $^\circ C$.

Уравнения (2.28) и (2.29) перепишем в следующем виде:

$$\frac{2,31g(\vartheta' - t) - 2,31g(\vartheta'' - t)}{H_{рас}} = k \frac{\vartheta' - \vartheta''}{Q}, \quad (2.30)$$

$$\frac{2,3\lg(\vartheta'_k - t) - 2,3\lg(\vartheta''_k - t)}{H_{\text{рас.кр}}} = k_k \frac{\vartheta'_k - \vartheta''_k}{Q_{\text{кр}}} \quad (2.31)$$

Отложим в выбранном масштабе последовательно на оси абсцисс (рис. 2.5) расчетные поверхности каждого ряда пучка, с первого до последнего, что дает в сумме расчетную поверхность нагрева всего пучка; по оси ординат отложим значения $\lg(\vartheta' - t)$ в точке A и $\lg(\vartheta'' - t)$ в точке B . Соединим точки A и B прямой, а из точки B в точку C проведем прямую, параллельную оси абсцисс. Теперь из начала и конца отложенной на оси абсцисс расчетной поверхности k -го ряда восстановим перпендикуляры до пересечения с линией AB ; обозначим точки пересечения буквами a и b . Из точки b проведем прямую, параллельную оси абсцисс до точки c . Из подобия треугольников ABC и abc :

$$\frac{2,3\lg(\vartheta' - t) - 2,3\lg(\vartheta'' - t)}{H_{\text{рас}}} = \frac{2,3\lg(\vartheta'_k - t) - 2,3\lg(\vartheta''_k - t)}{H_{\text{рас.кр}}} \quad (2.32)$$

Это последнее уравнение говорит о том, что если точка A означает логарифм разности температур на входе в пучок, а точка B — на выходе из пучка, то точка a означает логарифм разности температур на входе в данный ряд, а точка b — на выходе из данного ряда и на входе в последующий ряд. Рассматривая таким образом поверхности нагрева каждого ряда, можно определить разности температур, а следовательно, температуры газов до и после каждого ряда.

При равенстве левых частей уравнений (2.30) и (2.31), на что указывает уравнение (2.32), будут равны и их правые части, т. е.

$$k \frac{\vartheta' - \vartheta''}{Q} = k_k \frac{\vartheta'_k - \vartheta''_k}{Q_{\text{кр}}} \quad (2.33)$$

При равенстве $k = k_k$, что можно принять без большой погрешности, можно получить

$$Q_{\text{кр}} = Q \frac{\vartheta'_k - \vartheta''_k}{\vartheta' - \vartheta''} \quad (2.34)$$

Последнее уравнение позволяет рассчитать конвективное тепловосприятие каждого ряда пучка, выходящего в топку. Надо лишь построить расчетную диаграмму (рис. 2.5) и по ней определить ϑ'_k и ϑ''_k .

Общее тепловосприятие каждого ряда пучка, выходящего в топку, или фестона вычисляется как сумма тепловосприятий от радиационного и конвективного теплообмена

$$Q_{\text{к.р.с}} = Q_{\text{л.к.р}} + Q_{\text{кр.р}} \quad (2.35)$$

В современных котлах большой паропроизводительности часто применяются ширмовые пароперегревательные поверхности, расположен-

ные в выходном окне. При расчете теплообмена в топке в соответствии с нормативным методом [1] расположение лучевоспринимающих поверхностей ограничивается плоскостью, проходящей через оси крайних трубок ширм, со стороны топки. Таким образом, часть задней панели бокового экрана a (рис. 2.6) учитывается как лучевоспринимающая поверхность, а та часть, которая затеняется ширмовыми поверхностями, в состав лучевоспринимающей поверхности при расчете топки не включается. Но в действительности эта поверхность принимает участие как в лучистом, так и в конвективном теплообмене, что необходимо учитывать при распределении тепловых нагрузок.

Количество теплоты, воспринимаемой затененной частью каждого бокового экрана за счет излучения из топки, кВт, следует рассчитывать как

$$Q_{\text{л.з.б}} = Q_{\text{л.ш}} \frac{1}{(n_{\text{ш}} + 1)}, \quad (2.36)$$

где $Q_{\text{л.ш}}$ — количество лучистой теплоты, воспринятой ширмами (берется из теплового расчета), кВт; $n_{\text{ш}}$ — число ширм.

Здесь имеется в виду, что две затененные поверхности боковых экранов будут воспринимать радиационную теплоту из топки как одна ширмовая поверхность.

Количество теплоты, воспринятой затененной частью каждого бокового экрана за счет конвекции, кВт,

$$Q_{\text{к.з.б}} = kH_{\text{зат}}\Delta t, \quad (2.37)$$

где k — коэффициент теплопередачи в пучке (ширмах) берется из теплового расчета, Вт/(м² · °С); $H_{\text{зат}}$ — поверхность нагрева затененной части экрана, м²; $\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} - t = \Delta t$ — средний температурный напор, °С; ϑ' , ϑ'' — температуры газов до и после пучка (фестона ширм), °С; t — температура насыщения при данном расчетном давлении, °С.

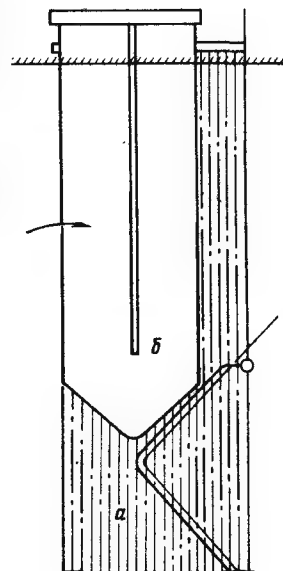


Рис. 2.6. Выходное окно топки с ширмами:

a — незатененные ширмами боковые экраны;
 b — ширмы

Затененная поверхность экрана

$$H_{\text{зат}} = \frac{\pi d_n l n}{2}, \quad (2.38)$$

где d_n — наружный диаметр экранных труб, м; l — средняя длина затененных участков труб, м; n — число труб.

Суммарное количество теплоты, воспринимаемой затененной поверхностью экрана, кВт,

$$Q_{\text{зат}} = Q_{\text{л.з.б}}/2 + Q_{\text{к.з.б}}. \quad (2.39)$$

В том случае, если в котлах имеются конвективные пучки труб, расположенные дальше фестонов (по ходу газов) или первых пучков, выходящих в топку, то их тепловосприятия принимаются равными по рядам и длине труб, а все трубы рассматриваются как единый элемент.

2.4. Неравномерность тепловой нагрузки параллельных труб в элементе

Выше была рассмотрена методика распределения тепловых нагрузок между отдельными элементами и их участками. Но там шла речь о некоторых средних тепловых нагрузках элемента или участка. Если учесть, что элементы контуров составляются из большого числа параллельно включенных труб (например, топочные экраны, кипяtilьные пучки), то трудно представить себе условия, которые обеспечивали бы равномерную тепловую нагрузку всех этих труб. Так, трубы экранов, расположенные на поверхностях стен топочной камеры, неодинаково удалены от ядра факела, а следовательно, имеют неодинаковую удельную тепловую нагрузку: расположенные ближе к середине стены имеют наиболее высокие тепловые нагрузки, а ближе к углам топки — пониженные тепловые нагрузки. Неодинаковые тепловосприятия имеют трубы с различной длиной обогрева. Таким образом, неравномерность обогрева параллельно включенных в элементы труб определяется рядом конструктивных факторов. Кроме того, неравномерность тепловосприятия параллельно включенных труб определяется и рядом эксплуатационных факторов: неравномерностью золовых и шлаковых загрязнений, несимметричностью температурных полей по сечению топочной камеры (перекосы) и т. п.

Средняя тепловая нагрузка любого элемента, кВт/м², в том числе и элемента, состоящего из нескольких участков, может быть выражена как

$$q_{\text{эл}} = \frac{\bar{\eta}_{\text{ст}} \eta_{\text{ш}} \sum_1^n \eta_{\text{в}} (\psi F)_{\text{уч}}}{\sum_1^n (\psi F)}, \quad (2.40)$$

где F — площадь стены, занятая участком, м²; ψ — коэффициент тепловой эффективности участка; $\eta_{\text{в}}$ — коэффициент неравномерности обогрева по высоте каждого участка; n — число участков.

Тепловая нагрузка отдельной трубы с максимальным или минимальным обогревом (такие трубы будем называть развернутыми трубами)

$$q_{\text{тр}} = \eta_{\text{т}} q_{\text{эл}}, \quad (2.41)$$

$$\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{т0}} + \Delta\eta_{\text{т}}, \quad (2.42)$$

где $\eta_{\text{т0}}$ — коэффициент тепловой неравномерности трубы; $\Delta\eta_{\text{т}}$ — дополнительный коэффициент тепловой неравномерности, учитывающий временные условия обогрева.

В соответствии с этим для наименее обогреваемой трубы

$$\eta_{\text{т}}^{\text{мин}} = \eta_{\text{т0}}^{\text{мин}} - \Delta\eta_{\text{т}} \quad (2.43)$$

и для наиболее обогреваемой трубы

$$\eta_{\text{т}}^{\text{макс}} = \eta_{\text{т0}}^{\text{макс}} + \Delta\eta_{\text{т}}. \quad (2.44)$$

Для различных элементов с учетом их расположения относительно ядра факела рекомендуется принимать $\eta_{\text{т0}}^{\text{макс}}$ и $\eta_{\text{т0}}^{\text{мин}}$ по табл. 2.2.

Таблица 2.2. Коэффициенты тепловой неравномерности для элементов при разном их расположении на стене

Расположение	$\eta_{\text{т0}}^{\text{макс}}$	$\eta_{\text{т0}}^{\text{мин}}$
При одном или двух элементах или ходах на стене	1,4	0,5
При трех элементах или ходах на стене	1,3	0,6
При четырех-шести элементах или ходах на стене	1,2	0,7
При более шести элементов или ходах на стене	1,1	0,8
При выделении угловых секций в котлах с естественной циркуляцией с количеством труб не более десяти	1,2	0,8
При расположении до трех-четырех труб на угловых склонах с естественной циркуляцией	—	0,6

Дополнительный коэффициент тепловой неравномерности $\Delta\eta_{\text{т}}$ учитывает возможность появления сравнительно длительно действующих дополнительных изменений условий обогрева отдельных труб и эле-

ментов (при включении и отключении отдельных горелок, перехода на другой вид топлива, выход отдельных участков труб из ранжира и др.). Его значение рекомендуется принимать для радиационных поверхностей нагрева по табл. 2.3.

Таблица 2.3. Дополнительные коэффициенты тепловой неравномерности

Типы элементов	$\Delta\eta_T$	Типы элементов	$\Delta\eta_T$
Одноходовые	0,25	Мембранные	0,15
Многоходовые	0,20	стены	

Учет неравномерности обогрева из-за неодинаковой длины тепло-воспринимающей части осуществляется коэффициентом конструктивной нетождественности:

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мин}} = H_{\text{мин}}/\bar{H}_{\text{эл}}. \quad (2.45)$$

Для труб с одинаковым диаметром, что чаще всего имеет место,

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мин}} = l_{\text{мин}}/\bar{l}. \quad (2.46)$$

Здесь $H_{\text{мин}}$ — поверхность нагрева трубы, имеющая минимальную обогреваемую длину, м^2 ; $\bar{H}_{\text{эл}}$ — средняя величина поверхности нагрева каждой трубы в элементе, м^2 ; $l_{\text{мин}}$ — минимально обогреваемая длина трубы, м ; $\bar{l}$ — средняя длина трубы в элементе, м .

Для труб, имеющих максимальную длину обогрева,

$$\eta_{\text{к}}^{\text{макс}} = H_{\text{макс}}/\bar{H}_{\text{эл}} = l_{\text{макс}}/\bar{l}. \quad (2.47)$$

С учетом неодинаковой длины обогрева

$$q_{\text{тр}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} q_{\text{эл}}. \quad (2.48)$$

2.5. Определение паропроизводительности участков контуров и элементов

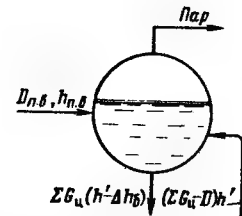
Количество пара D , кг/с , образующегося в каждом участке любого элемента, может быть подсчитано по уравнению

$$D_{\text{уч}} = (Q_{\text{уч}} - Q_{\text{эк}})/r, \quad (2.49)$$

где $Q_{\text{уч}}$ — тепловосприятие участка, кВт ; $Q_{\text{эк}}$ — количество теплоты, затрачиваемой на нагрев воды до кипения, кВт ; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг .

При подсчете количества теплоты, затрачиваемой на нагрев до кипения в барабанных котлах с естественной циркуляцией, а также в

Рис. 2.7. К составлению балансового уравнения водяного пространства барабана



котлах с многократной принудительной циркуляцией, необходимо учитывать недогрев в верхнем барабане, который определяется исходя из следующих условий. В барабане происходит перемешивание котловой воды, выделившейся из всех циркуляционных контуров после отделения пара, и питательной воды, поступающей в барабан из экономайзера, которая может быть недогрета до кипения. Составим балансовое уравнение для водяного пространства барабана (рис. 2.7):

$$D_{\text{п.в}} h_{\text{п.в}} + (\Sigma G_{\text{ц}} - D) h' = \Sigma G_{\text{ц}} (h' - \Delta h_{\text{б}}). \quad (2.50)$$

Принимая во внимание, что при стационарном режиме без учета продувки барабана $D_{\text{п.в}} = D$, решая уравнение (2.50) относительно недогрева в барабане, получаем

$$\Delta h_{\text{б}} = \frac{h' - h_{\text{п.в}}}{K}. \quad (2.51)$$

В этих уравнениях h' — энтальпия воды на линии насыщения, кДж/кг ; $h_{\text{п.в}}$ — энтальпия воды после экономайзера, кДж/кг ; K — кратность циркуляции для котла в целом; $\Delta h_{\text{б}}$ — недогрев воды до кипения в барабане, кДж/кг ; $\Sigma G_{\text{ц}}$ — количество воды, циркулирующей во всех контурах котла, кг/с ; D — паропроизводительность всех контуров, равная паропроизводительности котла, кг/с ; $D_{\text{п.в}}$ — количество подаваемой в барабан питательной воды, кг/с .

Уравнение (2.51) действительно для котлов с одноступенчатым испарением при отсутствии барботажной промывки пара. Для одноступенчатого испарения при наличии промывки пара частью питательной воды

$$\Delta h_{\text{б}} = \frac{h' - h_{\text{п.в}}}{K} \frac{D - D_{\text{пром}}}{D}. \quad (2.52)$$

Для первого отсека при многоступенчатом испарении

$$\Delta h_{\text{б}} = \frac{h' - h_{\text{п.в}}}{K_{\text{ис}}} \frac{D}{D_{\text{ис}}}. \quad (2.53)$$

В уравнениях (2.52) и (2.53): D — паропроизводительность котла, кг/с ; $D_{\text{пром}}$ — количество питательной воды, подаваемой на паропромы-

вочное устройство, кг/с; $D_{ис}$ — паропроизводительность первой ступени испарения, кг/с; $K_{ис}$ — кратность циркуляции в первой ступени испарения.

Недогрев в барабане будет равен нулю в следующих случаях:

когда экономайзер работает в кипящем режиме;

когда вся питательная вода подается на паропромывочное устройство;

при расчете контуров циркуляции, включенных во вторую и последующие ступени при ступенчатом испарении.

Затрата теплоты на экономайзерном участке, кВт,

$$Q_{эк} = (\Delta h_6 - \Delta h_{оп}) G_{ц}, \quad (2.54)$$

где $\Delta h_{оп}$ — подогрев воды в опускном звене, определяется в тех случаях, когда опускное звено подвергается обогреву, кДж/кг,

$$\Delta h_{оп} = Q_{оп} / G_{ц}, \quad (2.55)$$

где $Q_{оп}$ — теплота, подведенная к опускному звену, кВт.

Разумеется, что экономайзерный участок, а следовательно, и затраты на экономайзерном участке, могут иметь место только до точки закипания. Для участков, расположенных после точки закипания, $Q_{эк} = 0$.

Приведенная скорость пара, приведенная скорость воды, скорость смеси, расходные массовые и объемные паросодержания подсчитываются по среднему расходу пара на участке:

$$\bar{D} = (D_1 + D_2) / 2, \quad (2.56)$$

где D_1 , D_2 — расходы пара в начале и в конце участка, кг/с.

Для прямоточных котлов

$$Q_{эк} = (h' - h_{п.в}) D. \quad (2.57)$$

Подсчет указанных выше расходных характеристик пароводяной смеси следует производить по каждому участку и элементу в отдельности. Сумма паропроизводительности всех тепловоспринимающих участков дает паропроизводительность элемента или контура, а сумма паропроизводительности всех элементов и контуров (в том числе и экономайзера, если он работает в кипящем режиме) — паропроизводительность котла:

$$\Sigma D_k = D. \quad (2.58)$$

Эту проверку следует производить во всех случаях расчетов циркуляции.

При данном способе расчета допускается некоторая неточность в распределении паропроизводительности по участкам, когда рассматриваются вопросы гидродинамики котлов с естественной циркуляцией и котлов с многократной принудительной циркуляцией: в начальных участках

контуров паропроизводительность несколько занижается, а в последних — завышается. Расчет количества пара производится по тепловосприятию и теплоте парообразования, принимаемой по давлению в барабане. В нижних (начальных) участках давление больше, чем в барабане на значение гидростатического давления за вычетом гидравлического сопротивления опускных труб, а теплота парообразования поэтому будет меньше, чем таковая при давлении в барабане. В целом же по контуру паропроизводительность подсчитывается точно. Допущенная неточность не вносит заметной погрешности в расчеты.

Глава третья

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ОДНОФАЗНОМ И ДВУХФАЗНОМ ПОТОКАХ

3.1. Перепад давлений в трубных элементах

Как уже отмечалось, поверхности нагрева современных паровых котлов состоят из трубных элементов, омываемых рабочим телом с внутренней стороны и греющими дымовыми газами — с наружной. При рассмотрении гидродинамики трубных элементов, в том числе и гидравлических сопротивлений в них потоку однофазной и двухфазной сред, будем исходить из того, что поток движется в трубах, эквивалентный диаметр которых равен внутреннему диаметру труб.

Полный перепад давлений, Па, при установившемся движении потока в трубных элементах

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_m + \Delta p_{кол} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}, \quad (3.1)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери напора от трения в прямых трубах, Па; $\Sigma \Delta p_m$ — сумма потерь напора от местных сопротивлений, Па; $\Delta p_{кол}$ — суммарное изменение статического давления в коллекторах, Па; $\Delta p_{уск}$ — потери напора от ускорения потока, Па; $\Delta p_{нив}$ — нивелирный перепад давлений, Па.

В том случае, когда пароводяная смесь поднимается по трубам на некоторую высоту выше уровня воды в барабане, что часто имеет место в котлах с естественной и многократной принудительной циркуляцией, к полному перепаду давлений, определяемому по уравнению (3.1), добавляются потери напора на подъем среды над уровнем в барабане.

3.2. Потери напора от трения и местных сопротивлений

Основной особенностью движения потоков в элементах котлов с естественной циркуляцией и с принудительным движением среды яв-

ляется то, что движение происходит в турбулентном режиме при $Re > 10^5$. Поэтому в подавляющем большинстве случаев можно принимать для расчетов сопротивлений так называемую автомодельную область, когда коэффициенты сопротивления не зависят от числа Re . Отход от автомодельной области в некоторых случаях при гидродинамических расчетах с естественной циркуляцией может иметь место при скоростях потока менее 0,1 м/с, а при расчете прямоточных котлов — при температуре потока меньше 150 °С в трубах малого диаметра при скоростях ниже 0,3 м/с, что имеет место крайне редко.

Потери напора, Па, от трения при изотермическом движении воды в трубах определяются по известному уравнению Дарси–Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w_m^2}{2\rho} = \lambda_0 l \frac{w_m^2}{2\rho}, \quad (3.2)$$

где $\lambda_0 = \lambda/d$ — приведенный коэффициент трения, 1/м; l , d — длина и внутренний диаметр трубы соответственно, м; λ — коэффициент трения; w_m — массовая скорость, кг/(м² · с); ρ — плотность среды, кг/м³.

Потери напора от местных сопротивлений, Па,

$$\Sigma \Delta p_m = \Sigma \xi_m \frac{w_m^2}{2\rho}. \quad (3.3)$$

где $\Sigma \xi_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на пути движения потока.

Суммарные потери от трения и местных сопротивлений

$$\Delta p_{\text{гид}} = (\lambda_0 l + \Sigma \xi_m) \frac{w_m^2}{2\rho} = z \frac{w_m^2}{2\rho}, \quad (3.4)$$

где $z = \lambda_0 l + \Sigma \xi_m$ — полный коэффициент гидравлических сопротивлений.

3.3. Определение коэффициентов сопротивлений сложных систем

Если какое-либо звено состоит из n последовательно соединенных участков с различным сечением, то полный коэффициент сопротивления всего такого звена может быть определен исходя из следующих рассуждений. Сопротивления последовательно расположенных участков складываются, поэтому суммарное сопротивление, Па, всего звена

$$\Delta p_{\text{гид}} = z_1 \frac{w_{m1}^2}{2\rho} + z_2 \frac{w_{m2}^2}{2\rho} + \dots + z_n \frac{w_{mn}^2}{2\rho}. \quad (3.5)$$

Как известно, $w_m = G/f$. Подставим в уравнение (3.5) вместо w_{m1} , w_{m2} , w_{mn} и их значения, выраженные через G и f ; после несложных

преобразований получим

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{гид}} &= \frac{w_{mn}^2}{2\rho} \left[z_1 \left(\frac{f_n}{f_1} \right)^2 + z_2 \left(\frac{f_n}{f_2} \right)^2 + \dots + z_n \right] = \\ &= z_{\Sigma} \frac{w_{mn}^2}{2\rho}, \end{aligned} \quad (3.6)$$

где

$$z_{\Sigma} = z_1 \left(\frac{f_n}{f_1} \right)^2 + z_2 \left(\frac{f_n}{f_2} \right)^2 + \dots + z_n. \quad (3.7)$$

Если звено состоит из нескольких параллельно включенных участков, то суммарное сопротивление для такого разветвленного звена можно определить следующим образом. Расход массы среды, кг/с, по всем участкам равен сумме расходов

$$G_1 + G_2 + \dots + G_n = \Sigma_1^n G. \quad (3.8)$$

Выразим эти расходы через массовые скорости. При этом получим

$$w_{m1} f_1 + w_{m2} f_2 + \dots + w_{mn} f_n = w_{mf} \Sigma_1^n f, \quad (3.9)$$

где w_{mf} — некоторая массовая скорость, если сумму расходов по всем участкам отнести к сумме сечений всех участков.

С другой стороны, так как все участки параллельны, перепады давлений во всех участках

$$\Delta p_{\text{гид}1} = \Delta p_{\text{гид}2} = \dots = \Delta p_{\text{гид}n} \quad (3.10)$$

или

$$z_1 \frac{w_{m1}^2}{2\rho} = z_2 \frac{w_{m2}^2}{2\rho} = \dots = z_n \frac{w_{mn}^2}{2\rho}. \quad (3.11)$$

На основании (3.11) заменим в уравнении (3.9) все массовые скорости через массовую скорость любого участка, например n -го. При этом получим

$$w_{mn} \sqrt{z_n} \left(\frac{f_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{f_2}{\sqrt{z_2}} + \dots + \frac{f_n}{\sqrt{z_n}} \right) = w_{mf} \Sigma_1^n f. \quad (3.12)$$

Отсюда

$$w_{mn} = \frac{w_{mf} \sum_1^n f}{\sqrt{z_n} \left(\frac{f_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{f_2}{\sqrt{z_2}} + \dots + \frac{f_n}{\sqrt{z_n}} \right)}. \quad (3.13)$$

При этом гидравлические потери на n -м участке (а следовательно, на всем звене)

$$\Delta p_{\text{гид}} = z_n \frac{w_{mn}^2}{2\rho} = \frac{w_{mf}^2 (\sum_1^n f)^2}{2\rho \left(\frac{f_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{f_2}{\sqrt{z_2}} + \dots + \frac{f_n}{\sqrt{z_n}} \right)^2} = z_{\text{эв}} \frac{w_{mf}^2}{2\rho}, \quad (3.14)$$

где

$$z_{\text{эв}} = \frac{\sum_1^n f}{\left(\frac{f_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{f_2}{\sqrt{z_2}} + \dots + \frac{f_n}{\sqrt{z_n}} \right)^2}. \quad (3.15)$$

Таким образом, при изотермическом движении потока по сложным звеньям, состоящим из последовательно соединенных труб разного сечения или из пучков параллельно расположенных труб, имеющих различные сечения и коэффициенты сопротивлений, для подсчета гидравлических сопротивлений либо надо пользоваться уравнением (3.6) с подсчетом коэффициента сопротивления по уравнению (3.7), либо уравнением (3.14) с подсчетом коэффициента сопротивления по уравнению (3.15). Такие случаи часто встречаются при расчете гидравлических сопротивлений опускных звеньев в котлах с естественной циркуляцией, а также в котлах с многократной принудительной циркуляцией.

В том случае, когда параллельно включенные участки имеют одинаковые сечения и коэффициенты гидравлических сопротивлений, уравнение (3.15) приобретает вид

$$z_{\text{эв}} = z_n,$$

а уравнение (3.14)

$$\Delta p_{\text{гид}} = z_n \frac{w_{mf}^2}{2\rho}. \quad (3.16)$$

Так как при указанных выше условиях

$$w_{mf} = w_{m1} = w_{m2} = \dots = w_{mn} = \frac{G_{\text{ц}}}{n \sum_1 f},$$

то

$$\Delta p_{\text{гид}} = z_n \frac{w_m^2}{2\rho}. \quad (3.17)$$

Таким образом, гидравлические потери всего разветвленного звена можно считать как гидравлические потери в одном участке при массовой скорости, определяемой делением всего расхода на сумму сечения всех участков.

3.4. Определение коэффициентов трения и местных сопротивлений

Для однофазного потока с учетом того, что поток массы находится в автомодельной области, коэффициент трения определяется по известной формуле Никурадзе [8]

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{2k} + 1,74 \right)^2}, \quad (3.18)$$

где d — внутренний диаметр трубы, м; k — абсолютная или "песочная" по Никурадзе [10] шероховатость труб, м.

Для стальных труб из углеродистой и низколегированной стали можно принять $k = 0,08$ мм; для труб из аустенитной стали $k = 0,01$ мм. Для этих случаев приведенный коэффициент трения, подсчитанный по уравнению (3.18) для труб из углеродистой и аустенитной стали, дан на рис. 3.1.

В тех случаях, когда поток не достигает автомодельной области, коэффициент трения рекомендуется определять [6] по номограмме на рис. 3.2, на которой дана зависимость коэффициента сопротивления

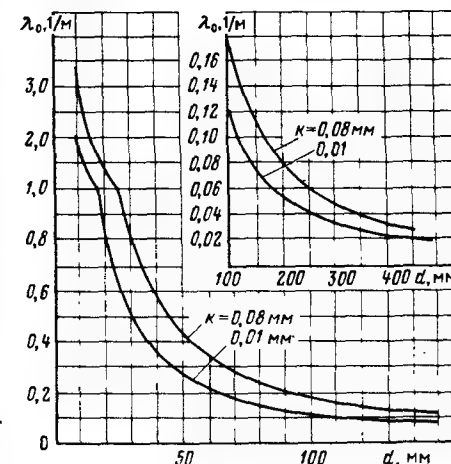


Рис. 3.1. Приведенный коэффициент трения для котельных труб

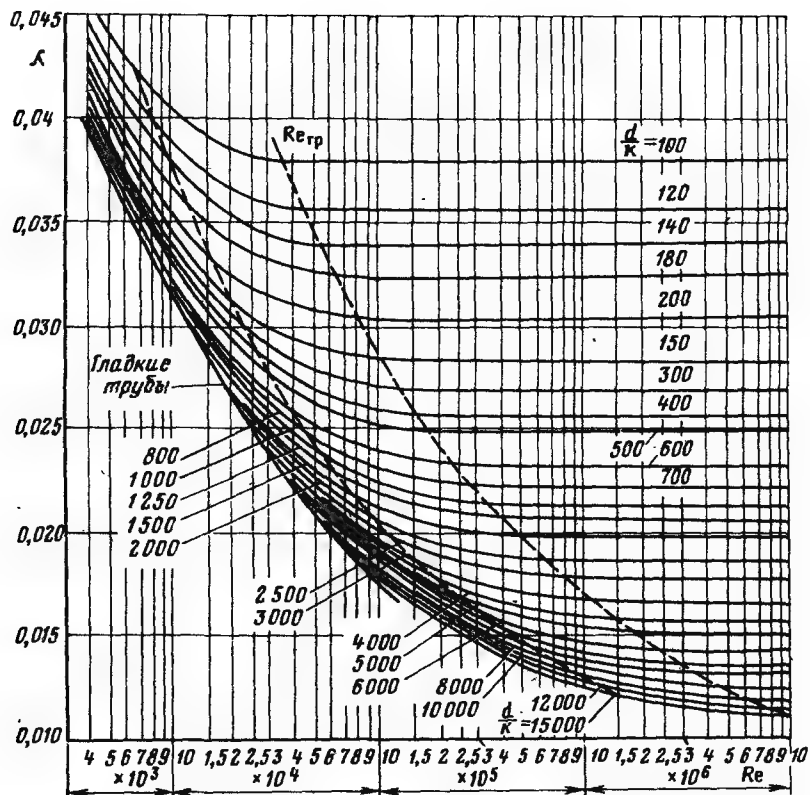


Рис. 3.2. Коэффициент трения стальных шероховатых труб

от числа Рейнольдса и отношения d/k для технически шероховатых труб. Пунктирная линия дает границу перехода в область автомодельности. В области значений, лежащих справа от этой кривой, расчеты можно вести по уравнению (3.18), слева — по номограмме.

Наиболее часто встречающимися местными сопротивлениями в элементах являются сопротивления на входе в трубу из коллектора или барабана, сопротивления на выходе из трубы в барабан или коллектор, сопротивления при поворотах потока в сгибах труб различного вида, сопротивления различного рода сепарационных устройств, дроссельных шайб и др.

Все потери напора от местных сопротивлений подсчитываются по уравнению (3.3). Коэффициенты местных сопротивлений в указании на то, по какой скорости ведется подсчет сопротивлений при применении этих коэффициентов, основанных на опытных данных, приведены в приложении 3.

3.5. Суммарное изменение статического давления в коллекторах. Коллекторный эффект

В уравнение (3.1) входит $\Delta p_{\text{кол}}$. Это не потери от изменения сечения на входе труб в коллекторы или при выходе из коллектора в трубы, которые относятся к местным сопротивлениям, о чем говорилось в предыдущем пункте, а потери напора, вызываемые изменением статических давлений по оси коллектора. Ниже дается объяснение природы этих явлений.

Пусть среда подается с торца раздающего коллектора, имеющего постоянное сечение, с массовой скоростью $w_m^{\text{макс}}$, м/с. По мере ответвления ее в трубы массовая скорость по длине коллектора будет падать и в конце коллектора будет равной нулю. При этом скоростной напор будет переходить в статическое давление, которое будет возрастать к концу коллектора. В собирающем коллекторе при отводе пара из него также с торца картина изменения статического давления будет обратной: в начале коллектора статическое давление будет максимальным; по мере продвижения по коллектору в направлении выхода среды скорость в коллекторе будет возрастать за счет перехода некоторой части статического давления в скоростной напор.

Скорость и изменение статического давления в коллекторе можно представить с достаточной для технических расчетов степенью точности следующими уравнениями (рис. 3.3) [14, 19]:

$$w_{mx} = w_m^{\text{макс}} \left(1 - \frac{x}{l}\right); \quad (3.19)$$

$$\Delta p_x = \Delta p_k \left[1 - \left(\frac{w_{mx}}{w_m^{\text{макс}}}\right)^2\right], \quad (3.20)$$

где x — расстояние от сечения с максимальной (раздающий коллектор) или нулевой скоростью (собирающий коллектор); l — длина активной части коллектора; Δp_k — максимальное изменение статического давления в конце коллектора.

Среднее изменение давления в коллекторе

$$\overline{\Delta p_k} = \frac{1}{l} \int_0^l \Delta p_x dx. \quad (3.21)$$

Подставляя из уравнения (3.19) значение w_{mx} в уравнение (3.20), получим

$$\Delta p_x = \Delta p_k \left[2 \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right]. \quad (3.22)$$

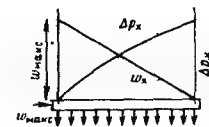


Рис. 3.3. Изменение скорости и статического давления в коллекторе

Решение уравнения (3.21) с учетом уравнения (3.22) дает

$$\overline{\Delta p_k} = \frac{2}{3} \Delta p_k. \quad (3.23)$$

Максимальное изменение давления Δp_k , Па, будет в конце коллектора

$$\Delta p_k = \frac{A (w_m^{\max})^2}{2\rho}, \quad (3.24)$$

где $w_m^{\max}$ — массовая скорость на входе в активную часть коллектора, кг/(м² · с); ρ — плотность среды, кг/м³; A — коэффициент, учитывающий потери на трение в коллекторе.

Так как в раздающем коллекторе от трения в коллекторе и сопротивления на входе в трубы уменьшается давление в начале каждой трубки, то часть динамического напора расходуется на преодоление этих сопротивлений, а A будет меньше единицы.

Иначе дело обстоит с собирающим коллектором. Сопротивление от трения в коллекторе, так и в раздающем коллекторе, уменьшает давление, а сопротивление на выходе увеличивает давление в конце трубки по сравнению с давлением в коллекторе. А так как сопротивление на выходе больше, чем сопротивление от трения в коллекторе, то давление в конце каждой трубы будет больше, чем в коллекторе. Поэтому изменение давления за счет превращения динамического напора будет складываться с сопротивлениями на входе в коллектор, а A будет больше единицы. По опытным данным [9]:

для раздающего коллектора при торцевом подводе среды

$$A = 1 - 0,015 \frac{l}{d}; \quad (3.25)$$

для собирающего коллектора при торцевом подводе среды

$$A = 2 + 0,025 \frac{l}{d}, \quad (3.26)$$

где l и d — длина и внутренний диаметр активной части коллектора.

Для практических расчетов нормы гидравлического расчета котельных агрегатов приводят следующие рекомендации для выбора значений A [6].

Для собирающего коллектора:

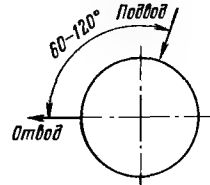
при радиальном отводе в середине активной части 1,8
при торцевом отводе 2,0

Для раздающего коллектора:

при радиальном подводе в середине активной части:

при $F_p/nf_T = 1,0$ 1,6
при $F_p/nf_T = 1,5$ 2,0

Рис. 3.4. Расположение подводов и отводов в коллекторе



при торцевом подводе:

с полным сечением 0,8
с неполным сечением $2(F_p/nf_{\text{под}} - 0,6)$

при угловом подводе (вне активной зоны) 1,0

Следует учесть, что при радиальном подводе во избежание разверок в близлежащих к подводу трубах за счет динамического напора из подводящих труб подводы необходимо располагать под углом не более 120 °С (рис. 3.4). Значения коэффициента A даны при радиальных подводах и отводах под углом 60–120°.

Сечение коллектора $\bar{x}$, соответствующее среднему приращению давления $\overline{\Delta p_k}$, можно определить из уравнения

$$\Delta p_k \left[2 \frac{\bar{x}}{l} - \left(\frac{\bar{x}}{l} \right)^2 \right] = \frac{2}{3} \Delta p_k. \quad (3.27)$$

Отсюда

$$\bar{x} = 0,424l. \quad (3.28)$$

Рассмотрим теперь элемент с торцевым подводом среды к разделяющему коллектору и с торцевым отводом среды от собирающего коллектора с противоположной стороны (схема Z, рис. 3.5, а) и эпюры давлений в раздающем и собирающем коллекторах при условии одинаковости сечений раздающих и собирающих коллекторов. При этом

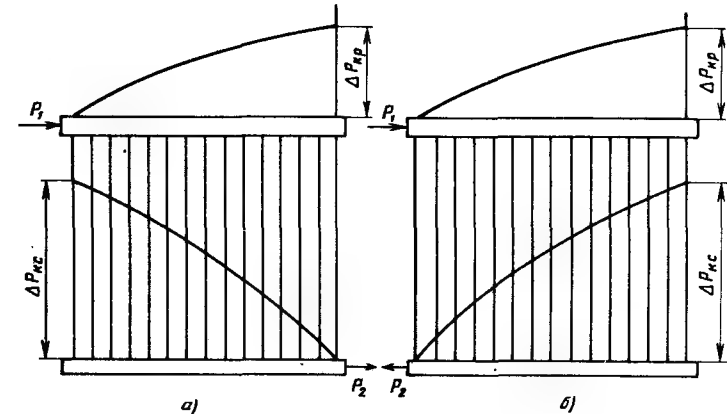


Рис. 3.5. Изменение статических давлений в коллекторах при схеме Z и П

заметим, что повышение давления в первой трубе с левого конца собирающего коллектора будет больше, чем в последней трубе правого конца раздающего коллектора из-за неодинаковых значений A в уравнении (3.24).

Среднее изменение давления в распределительном коллекторе, как было показано выше, будет находиться на расстоянии $0,424l$ от начала активной части коллектора (слева); для собирающего коллектора это расстояние будет находиться на расстоянии $0,424l$ справа или на расстоянии $(1 - 0,424)l = 0,576l$ слева.

Что касается среднего перепада давления между распределительными и собирающим коллекторами, то оно может быть найдено по определению витка со средним расходом среды. Этот виток можно приближенно, но с достаточной точностью определить следующей интерполяцией:

$$\bar{x} = 0,576l - \frac{0,576 - 0,424}{\Delta p_{к.с}/\Delta p_{к.р}} l = 0,54l, \quad (3.29)$$

так как отношение $\Delta p_{к.с}/\Delta p_{к.р} \approx 3,5$.

При этом среднее изменение скорости и давления в коллекторах можно будет определить, пользуясь уравнениями (3.19) и (3.20).

Для распределительного коллектора

$$\bar{w}_{тк.р} = w_{тк.р}^{\max} \left(1 - \frac{x}{l}\right) = 0,46w_{тк.р}^{\max};$$

$$\overline{\Delta p}_{к.р} = \Delta p_{к.р} \left[1 - \left(\frac{\bar{w}_{тк.р}}{w_{тк.р}^{\max}}\right)^2\right] = \Delta p_{к.р} [1 - 0,46^2] = 0,79\Delta p_{к.р}.$$

Для собирающего коллектора

$$\bar{w}_{тк.с} = w_{тк.с}^{\max} \left(1 - \frac{\bar{x}}{l}\right) = 0,54w_{тк.с}^{\max};$$

$$\overline{\Delta p}_{к.с} = \Delta p_{к.с} \left[1 - \left(\frac{\bar{w}_{тк.с}}{w_{тк.с}^{\max}}\right)^2\right] = \Delta p_{к.с} [1 - 0,54^2] = 0,71\Delta p_{к.с}.$$

Средний перепад давлений между коллекторами

$$(p_1 + \overline{\Delta p}_{к.р}) - (p_2 + \overline{\Delta p}_{к.с}) = \Delta p - (\overline{\Delta p}_{к.с} - \overline{\Delta p}_{к.р}) =$$

$$= \Delta p - (0,71\Delta p_{к.с} - 0,79\Delta p_{к.р}), \quad (3.30)$$

где Δp — полное сопротивление элемента, обусловленное гидравлическими сопротивлениями и изменением статического давления в коллекторах; в скобках — дополнительное сопротивление, которое обусловлено изменением статических давлений в коллекторах, называемое коллекторным эффектом, обозначаемое $\Delta p_{кол}$.

Если из полного сопротивления исключить коллекторный эффект, то разность, представленная в уравнении (3.30), даст значение гидравли-

ческих сопротивлений

$$\Delta p - \overline{\Delta p}_{кол} = \Delta p_{гид}. \quad (3.31)$$

Таким образом, коллекторный эффект относят к сопротивлениям.

Для рассмотренной нами схемы Z коллекторный эффект для трубы со средним расходом

$$\overline{\Delta p}_{кол} = 0,71\Delta p_{к.с} - 0,79\Delta p_{к.р}. \quad (3.32)$$

Наименьший перепад давлений в схеме Z будет иметь место со стороны входа пара (слева на рис. 3.5, a), т. е. в точке $x = 0$. В силу этого по крайним трубам вблизи входа будет протекать наименьшее количество среды. Такие трубы будем называть развернутыми трубами. Перепад давлений в развернутых трубах

$$p_1 - (p_2 + \Delta p_{к.с}) = \Delta p - \Delta p_{к.с}. \quad (3.33)$$

Здесь

$$\Delta p_{к.с} = \Delta p_{кол}^{тр} \quad (3.34)$$

представляет собой коллекторный эффект развернутой трубы с минимальным расходом среды.

Теперь рассмотрим другую схему, так называемую схему Π (рис. 3.5, b). В этой схеме координаты точек коллектора со средним расходом среды совпадают и составляют $0,424l$. Средний перепад давлений

$$(p_1 + \frac{2}{3}\Delta p_{к.р}) - (p_2 + \frac{2}{3}\Delta p_{к.с}) = \Delta p - \frac{2}{3}(\Delta p_{к.с} - \Delta p_{к.р}). \quad (3.35)$$

В силу того что $\Delta p_{к.с} > \Delta p_{к.р}$, средний коллекторный эффект будет представлять собой сопротивление

$$\overline{\Delta p}_{кол} = \frac{2}{3}(\Delta p_{к.с} - \Delta p_{к.р}). \quad (3.36)$$

Для развернутой трубы (в точке $x = l$)

$$\Delta p_{кол}^{тр} = \Delta p_{к.с} - \Delta p_{к.р}. \quad (3.37)$$

Из сопоставления схемы Z и схемы Π (рис. 3.5) видно, что в схеме Z всегда будет более неравномерное распределение перепадов давлений, а следовательно, и распределение среды по трубам, чем в схеме Π . Таким образом, схема Z является менее рациональной, чем схема Π .

Рассмотрим еще несколько возможных схем, представленных на рис. 3.6, a . Схему 3.6, a можно разделить условной линией $c-c$ на две схемы: схема Π в левой части и схема Z в правой части. Как подсчитать

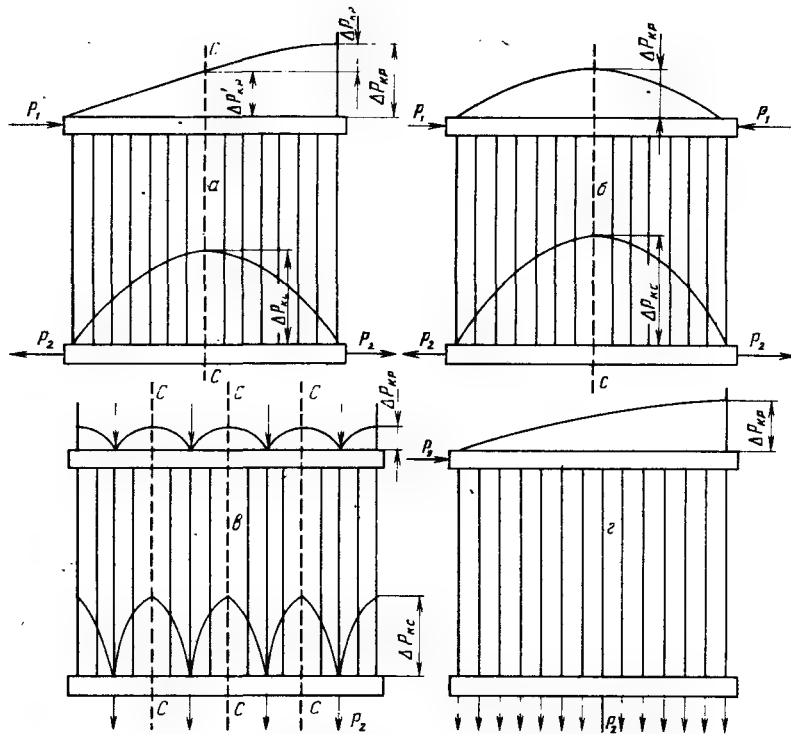


Рис. 3.6. Изменение статического давления в коллекторах различных схем

коллекторный эффект для каждой из этих схем, мы видим выше. При рассмотрении этих двух полученных схем надо учесть следующее. При симметричном отводе среды из собирающего коллектора, как это показано на рис. 3.6, а, всю систему надо делить на две равные части. Для левой половины (схема П) изменение давления в конце коллектора ($\Delta p'_{к.п}$) следует определять по уравнению (3.22) при $x = l/2$; среднее изменение давления в распределительном коллекторе

$$\overline{\Delta p}_{к.п} = \frac{2}{3} \Delta p'_{к.п}. \quad (3.38)$$

Определение коллекторного эффекта особых пояснений не требует, если внимательно рассмотреть характер изменения давления в собирающем коллекторе. Для правой части схемы (схема Z) при определении коллекторного эффекта следует принять вместо p значение $p_1 + \Delta p'_{к.п}$. Остальное пояснений не требует.

Рассмотрим теперь схему 3.6, б. Линией c-c эту схему можно разделить на две схемы типа П.

Практически путем деления на соответствующие схемы любую сложную схему можно привести к частям, составляющим либо схему П, либо схему Z. Так, при ограниченном числе подводов и отводов (рис. 3.6, в) схему можно разделить, как это показано пунктиром, на несколько схем типа П.

В схеме с торцевым подводом пара в раздающем коллекторе и с равномерным отводом пара из собирающего коллектора (рис. 3.6, г) для среднего расхода коллекторный эффект

$$\overline{\Delta p}_{кол} = \frac{2}{3} \Delta p_{к.п}, \quad (3.39)$$

а для развернутой трубы

$$\Delta p_{кол}^{тр} = 0. \quad (3.40)$$

В гидродинамических расчетах паровых котлов коллекторный эффект учитывается только при определении теплогидравлической разверки в элементах прямоточных котлов и прямоточных элементов барабанных котлов, когда приращение энтальпии в элементе превышает 125 кДж/кг. При меньших приращениях энтальпии в элементе, а также при расчетах котлов с естественной циркуляцией коллекторный эффект не учитывается.

3.6. Потери напора на ускорение среды

Потери давления на ускорение среды возникают как разность количества движения в конце и в начале элемента (участка), Па:

$$\Delta p_{уск} = (mw)_{к} - (mw)_{н}, \quad (3.41)$$

где w — линейная скорость.

Массу среды выразим как

$$m = wf\bar{\rho}; \quad (3.42)$$

$$mw = w^2 f \bar{\rho} = \frac{w_m^2}{\bar{\rho}}, \quad (3.43)$$

тогда

$$\Delta p_{уск} = w_m^2 \left(\frac{1}{\bar{\rho}_{к}} - \frac{1}{\bar{\rho}_{н}} \right), \quad (3.44)$$

где $\bar{\rho}_{н}$, $\bar{\rho}_{к}$ — средние плотности среды при начальной и конечной энтальпиях, кг/м³.

По уравнению (3.44) Нормативный метод [6] рекомендует подсчитывать потери на ускорение среды при построении гидродинамических характеристик (см. гл. 7) только при сверхкритических параметрах и

только при высоких тепловых нагрузках: при одностороннем обогреве $q > 465 \text{ кВт/м}^2$ и при среднем равномерном тепловом потоке $q > 230 \text{ кВт/м}^2$, когда $h_n \leq 1650 \text{ кДж/кг}$. При докритических параметрах потери на ускорение среды учитывать не рекомендуется как при гидродинамических расчетах прямоточных котлов, так и котлов с естественной циркуляцией.

3.7. Определение нивелирного перепада давлений

Нивелирный напор для элементов с принудительной циркуляцией определяется как гидростатическое давление между раздающим и собирающим коллекторами.

В гидравлических расчетах Нормативный метод рекомендует подсчет нивелирного напора вести по уравнению, Па,

$$\Delta p_{\text{нив}} = \pm g \Sigma H_{\text{уч}} \bar{\rho}_{\text{уч}}, \quad (3.45)$$

где $\Sigma H_{\text{уч}}$ — высота всех участков в элементе, м; $\bar{\rho}_{\text{уч}}$ — средняя плотность среды в элементе.

При этом для докритических параметров средняя плотность среды определяется по средней расходной энтальпии, кДж/кг,

$$\bar{h} = \frac{h_{\text{вх}} + h_{\text{вых}}}{2}, \quad (3.46)$$

где $h_{\text{вх}}$, $h_{\text{вых}}$ — энтальпии среды на входе в элемент и на выходе, кДж/кг.

При расчетах на сверхкритические параметры средняя плотность среды определяется в соответствии с рекомендациями, изложенными в первой главе.

При расчетах котлов с естественной циркуляцией прямое определение нивелирного напора не требуется. Что касается разности нивелирных напоров в опускном и подъемном звеньях, то определение ее будет подробно рассмотрено в четвертой главе.

При принудительном движении среды можно рассматривать два случая. Случай, если входной коллектор находится ниже выходного коллектора и движение среды осуществляется снизу вверх. В этом случае нивелирный напор имеет направление против движения потока; при этом создаваемый насосом напор должен преодолевать сопротивления, возникающие при движении, и нивелирный напор. (Нивелирный напор складывается с сопротивлениями и его принято обозначать в уравнении (3.45) знаком плюс.) При движении среды сверху вниз нивелирный напор действует в одном направлении с приложенными внешними силами (напор, создаваемый насосами) и в этом случае при подсчете по уравнению (3.45) он обозначается знаком минус.

3.8. Гидравлические сопротивления при двухфазном потоке

Движение пароводяной смеси не может быть отождествлено с движением однородной среды в силу того, что как было показано в первой главе, при различных паросодержаниях пароводяной смеси наблюдаются совершенно различные режимы движения, которые определяют и закономерности гидравлических сопротивлений. Рядом исследователей как у нас [5], так и за рубежом [4] делались неоднократные попытки обобщения экспериментальных данных по сопротивлениям и вывода расчетных формул для подсчета гидравлических сопротивлений при двухфазном потоке. Однако получение простых расчетных формул оказалось довольно трудным. Так, одним из приемов получения расчетных уравнений было предложено рассматривать так называемую гомогенную модель течения двухфазной среды, суть которой состоит в следующем.

Примем пароводяную смесь как гомогенную среду с плотностью, соответствующей расходной плотности смеси. При этом потери от трения

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гом}} = \xi_{\text{гом}} \frac{l}{d} \frac{w_m^2}{2\rho_{\text{см}}}. \quad (3.47)$$

Выразим плотность смеси через удельный объем по известному уравнению

$$\frac{1}{\rho_{\text{см}}} = x v'' + (1 - x) v'.$$

При подстановке этого значения в уравнение (3.47) после несложных преобразований получим

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гом}} = \xi_{\text{гом}} \frac{l}{d} \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (3.48)$$

Теперь отнесем значение $\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гом}}$, вычисленное по уравнению (3.48), к значению $\Delta p_{\text{тр}0}$, вычисленному для воды на линии насыщения при данном давлении, но при $x=0$. При этом

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гом}} / \Delta p_{\text{тр}0} = 1 + x(\rho' / \rho'' - 1). \quad (3.49)$$

Нетрудно видеть, что это соотношение выражается прямолинейной зависимостью от x . Экспериментальные исследования показали, что эта линейная зависимость существует лишь в узком интервале изменения x . Поэтому Нормативным методом [6] при расчете гидравлических сопротивлений предложено ввести некоторый поправочный коэффициент ψ к паросодержанию, определяемый на основании экспериментальных данных по номограмме, представленной на рис. 3.7. При этом уравнение для подсчета сопротивления от трения, Па, предлагаются:

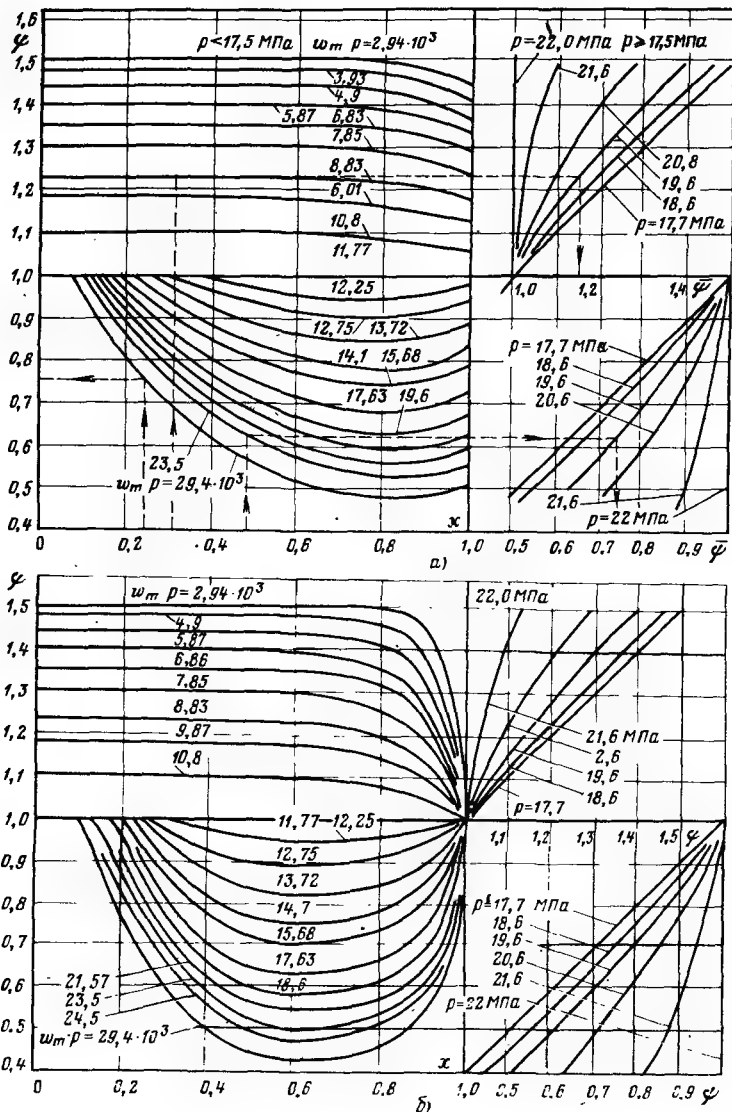


Рис. 3.7. Коэффициент ψ к формулам для расчета потерь от трения при движении пароводяной смеси:

a – обогреваемые трубы, здесь $\bar{\psi} = \bar{\psi}x/\bar{x}$, где $\bar{\psi}x = \int_0^x (\psi x) dx$; b – необогреваемые трубы; для $p < 17,5$ МПа ψ находятся в левой оси ординат; для $p > 17,5$ МПа ψ находятся с правой оси абсцисс; значения $w_m p$ даны в $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \cdot \text{МПа}$

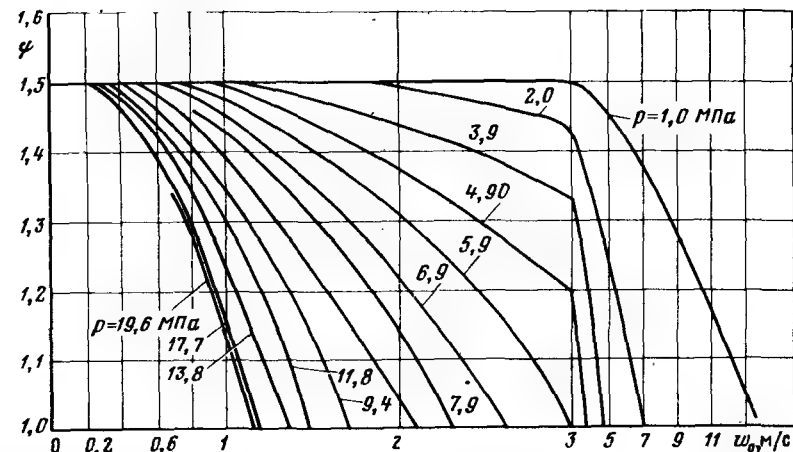


Рис. 3.8. Коэффициент ψ к формуле расчета потерь от трения для многократной циркуляции [$x_H \leq 0,7$; $w_m p \leq 11,8 \cdot 10^3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \cdot \text{МПа}$]

для необогреваемых участков

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \psi x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + \psi x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]; \quad (3.50)$$

для обогреваемых участков с переменным x

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_0 l \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{\psi} \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] = \lambda_0 l \frac{w_0^2}{2} \rho' \left[1 + \bar{\psi} \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (3.51)$$

В уравнении (3.51) $\bar{x}$ – среднее значение массового паросодержания на участке или в элементе;

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_K x_K - \psi_H x_H}{x_K - x_H}; \quad (3.52)$$

ψ_K , ψ_H – средние значения ψ в конце и в начале участка, определяемые по конечному и начальному значениям паросодержаний x по номограмме на рис. 3.7, a .

При расчетах многократной циркуляции коэффициенты ψ и $\bar{\psi}$ могут находиться по упрощенной номограмме (рис. 3.8). Следует только

учесть, что этой номограммой можно пользоваться при $w_{mp} \leq 11,8 \times 10^3 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \cdot \text{МПа}$. При больших значениях этого комплекса ψ и $\bar{\psi}$ надо определять по рис. 3.7.

Местные сопротивления, Па, при движении пароводяной смеси рекомендуется определять по уравнению

$$\Delta p_m = \sum \xi'_m \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (3.53)$$

где $\sum \xi'_m$ — сумма условных коэффициентов местных сопротивлений при движении пароводяной смеси.

Рекомендации по определению некоторых часто встречающихся в гидродинамических расчетах котлов коэффициентов, в том числе и коэффициентов ξ'_m , даются в приложении 3.

3.9. Необходимый напор для подъема потока выше уровня воды в барабане

В котлах с естественной циркуляцией ввод пароводяной смеси нередко производится выше уровня воды в барабане (рис. 3.9). Необходимый для этого подъема напор условно прибавляют к сопротивлению элементов подъемного звена. Значение этого напора, Па, вычисляется по уравнению

$$\Delta p_{\text{прёв}} = H_{\text{прёв}} g (\rho' - \rho'') (1 - \varphi_{\text{вых}}), \quad (3.54)$$

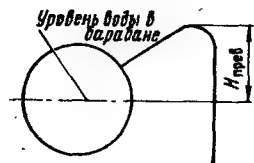


Рис. 3.9. К расчету потерь напора на подъем среды над уровнем воды в барабане

где $H_{\text{прёв}}$ — высота от уровня воды в барабане до наивысшей отметки труб, подводящих пароводяную смесь, м; $\varphi_{\text{вых}}$ — действительное объемное паросодержание на выходе из труб контура.

3.10. Определение суммарного сопротивления опускных труб

Гидравлическое сопротивление опускных труб складывается из сопротивлений от трения и местных сопротивлений при движении в них среды с плотностью ρ' . Но, как будет показано в гл. 6, очень трудно добиться идеального отделения пара от воды в барабане. Поэтому практически всегда имеет место снос и увлечение некоторого количества пара из барабана в опускные звенья. Кроме того, в некоторых конструкциях котлов опускные трубы могут быть обогреваемы. За счет этого в опускных трубах может образовываться некоторое количество пара, и плот-

ность среды в опускных трубах уменьшается, а следовательно, уменьшается и нивелирный напор в этих трубах. Это уменьшение нивелирного напора по сравнению с расчетом при плотности среды ρ' при расчетах естественной циркуляции условно относят к сопротивлениям в опускных звеньях. При учете этого сопротивления, Па, опускных звеньев следует подсчитывать по уравнению

$$\Delta p_{\text{опф}} = \Delta p_{\text{оп}} + \bar{\varphi}_{\text{оп}} g (\rho' - \rho'') H_{\text{оп}}, \quad (3.55)$$

где $\Delta p_{\text{оп}}$ — гидравлическое сопротивление опускного звена, подсчитанное при плотности ρ' , Па; $\bar{\varphi}_{\text{оп}}$ — среднее действительное объемное паросодержание в опускном звене; $H_{\text{оп}}$ — высота опускного звена, м.

Порядок определения $\bar{\varphi}_{\text{оп}}$ будет подробно изложен в гл. 6.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ЕСТЕСТВЕННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ

Глава четвертая

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДВИЖУЩЕГО И ПОЛЕЗНОГО НАПОРОВ ЦИРКУЛЯЦИИ

4.1. Общее представление о движущем и полезном напорах циркуляции

Вернемся к рис. В.1. Примем для упрощения воду в барабане на линии насыщения. Возьмем произвольно выбранное сечение А—А обогреваемого подъемного звена на некоторой высоте z . Нивелирный напор: снизу

$$\Delta p_{\text{нив1}} = H_{\text{оп}} g \rho' - z g \rho'; \quad (4.1)$$

сверху

$$\Delta p_{\text{нив2}} = H_{\text{пар}} g \rho_{\text{см}} + (H_{\text{до}} + H_{\text{эк}} - z) \rho' g. \quad (4.2)$$

Разность нивелирных напоров, Па, вызываемая движущим напором циркуляции,

$$S_{\text{дв}} = \Delta p_{\text{нив1}} - \Delta p_{\text{нив2}} = H_{\text{пар}} g (\rho' - \rho_{\text{см}}), \quad (4.3)$$

где $H_{\text{пар}}$ — высота паросодержащей части, м; $\rho', \rho_{\text{см}}$ — плотность воды на линии насыщения и средняя плотность пароводяной смеси, кг/м^3 ; g — ускорение свободного падения, м/с^2 .

Под действием разности нивелирных напоров вода будет перемещаться в сторону меньшего давления — вверх. Но при движении воды будут возникать гидравлические сопротивления в контуре. Стационарный режим движения наступит тогда, когда движущий напор будет рав-

вен гидравлическим сопротивлениям подъемного и опускного звеньев контура. Таким образом,

$$S_{\text{дв}} = \Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{под}}, \quad (4.4)$$

где $\Delta p_{\text{оп}}$, $\Delta p_{\text{под}}$ — гидравлические сопротивления опускного и подъемного звеньев, Па.

Если будем рассматривать подъемное звено, то для него разность движущего напора и гидравлических сопротивлений

$$S = S_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{под}}, \quad (4.5)$$

называется полезным напором, а уравнение (4.4) можно переписать так:

$$S = \Delta p_{\text{оп}}. \quad (4.6)$$

Последнее уравнение означает, что при стационарном режиме циркуляции весь полезный напор, возникающий в контуре, затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений опускного звена. И это уравнение, как будет показано ниже, является основным уравнением для расчета естественной циркуляции.

4.2. Определение движущего напора с учетом реальных характеристик пароводяной смеси

В гл. 1 было показано, что реальное значение характеристик пароводяной смеси отличается от расходных и для их определения требуется ряд допущений и введение некоторых поправок, основанных на экспериментальных данных. Было показано, что "истинная" плотность пароводяной смеси выражается уравнением (1.26).

Подставим значение $\rho_{\text{см}}$ из уравнения (1.26), предварительно записав его для среднего значения в уравнение (4.3); при этом после сложных преобразований получим

$$S_{\text{дв}} = H_{\text{пар}} g \bar{\varphi} (\rho' - \rho''). \quad (4.7)$$

Это последнее уравнение может быть использовано как расчетное уравнение для определения движущего напора циркуляции. Однако заметим, что вывод уравнения (4.3), а следовательно, и уравнения (4.7) сделан при допущении, что вода в барабане не имеет недогрева до кипения. Но, как было показано в гл. 2, в барабане может иметь место недогрев до кипения. В том случае, если этот недогрев будет превышать 1,25 кДж/кг, расчет движущего напора следует производить с учетом увеличения плотности воды в барабане по сравнению с плотностью на границе насыщения по уравнению

$$S_{\text{дв}} = H_{\text{пар}} g [\bar{\varphi} (\rho' - \rho'') + (\rho_{\text{оп}} - \rho')], \quad (4.8)$$

где $\rho_{\text{оп}}$ — действительная плотность воды в барабане с учетом недогрева, кг/м³.

4.3. Определение высоты паросодержащей части циркуляционного контура

Высота паросодержащей части контура, которая входит в уравнения (4.7) и (4.8), как видно из рис. В.1, определяется как

$$H_{\text{пар}} = H_{\text{оп}} - H_{\text{до}} - H_{\text{эк}}. \quad (4.9)$$

Если высоты $H_{\text{оп}}$, $H_{\text{до}}$ определяются по конструктивным характеристикам котла, то для определения $H_{\text{эк}}$ надо сделать некоторые расчеты, основанные на следующих рассуждениях.

Давление в нижних точках контура отличается от давления в барабане на значение гидростатического давления за вычетом гидравлических сопротивлений во всем опускном звене и в подъемном звене до точки закипания. Поэтому и недогрев в нижних точках будет отличаться от недогрева в барабане, а энтальпия воды в точке закипания будет отличаться от энтальпии воды на линии насыщения при давлении в барабане.

Предположим, что закипание воды будет происходить на некоторой высоте первого участка обогреваемого звена. Тогда энтальпия воды в точке закипания

$$h'_{\text{т.з}} = h_6 + \Delta h_{\text{оп}} + \Delta h_{\text{си}} + \frac{Q_1 H_{\text{эк}}}{G_{\text{ц}} H_1}, \quad (4.10)$$

где $h_6 = h'_6 - \Delta h_6$ — энтальпия воды в барабане, кДж/кг; $\Delta h_{\text{оп}}$ — подогрев воды в опускном звене (если таковой имеет место), кДж/кг; $\Delta h_{\text{си}}$ — увеличение энтальпии за счет сноса пара из барабана в опускные трубы, кДж/кг (см. гл. 6); Q_1 — тепловая нагрузка первого участка, кВт; $G_{\text{ц}}$ — расход циркулирующей воды в контуре, кг/с; H_1 — высота обогреваемой части первого участка, на котором предполагается точка закипания, м; $H_{\text{эк}}$ — высота точки закипания, м.

С другой стороны, энтальпия воды в точке закипания

$$h'_{\text{т.з}} = h'_6 + \frac{\partial h'}{\partial p} g \rho' \left[H_{\text{оп}} - H_{\text{до}} - H_{\text{эк}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{до}} + \Delta p_{\text{эк}}}{g \rho'} \right], \quad (4.11)$$

где h'_6 — энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; $\frac{\partial h'}{\partial p}$ — приращение энтальпии воды на линии насыщения на единицу изменения давления, кДж/кг Па; $\Delta p_{\text{оп}}$, $\Delta p_{\text{до}}$, $\Delta p_{\text{эк}}$ — гидравлические сопротивления соответственно опускного звена, необогреваемой части первого участка, экономайзерного участка, Па.

Нетрудно видеть, что второе слагаемое первой части уравнения (4.11) дает увеличение энтальпии воды на линии насыщения, обусловленное повышением гидростатического давления за вычетом гидравлических сопротивлений тракта до точки закипания. Значение $\partial h' / \partial p$

можно определять по термодинамическим таблицам для воды и водяного пара как отношение приращения энтальпии вблизи точки закипания на интервале изменения давления:

$$\partial h' / \partial p = \Delta h' / \Delta p, \quad (4.12)$$

где $\Delta h'$ — приращение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления от p_6 до $p_6 + \Delta p$, кДж/кг; Δp — интервал изменения давления, взятый вблизи p_6 , Па.

Приравняв правые части уравнения (4.10) и (4.11) и решая полученное равенство относительно $H_{эк}$, найдем

$$H_{эк} = H_{до} + \frac{\Delta h_6 - \Delta h_{оп} - \Delta h_{сн} + \frac{\partial h'}{\partial p} \rho' g [H_{оп} - H_{до} - \rightarrow]}{\frac{Q_1}{G_{ц} H_1} + \frac{\partial h'}{\partial p} g \rho'} \rightarrow$$

$$\rightarrow - \frac{\Delta p_{оп} + \Delta p_{до} + \Delta p_{эк}}{g \rho'} \rightarrow \quad (4.13)$$

В это уравнение можно внести некоторые упрощения, облегчающие расчеты, не внося сколько-нибудь заметных погрешностей.

Как правило, длина труб необогреваемой части контура невелика. Поэтому сопротивлением от трения участка труб необогреваемой части можно пренебречь. По этой же причине можно пренебречь и сопротивлением от трения в экономайзерной части участка.

Встречаются случаи, когда точка закипания находится не на первом, а на втором и даже третьем участке. В этом случае уравнение (4.14) несколько усложняется и будет иметь вид

$$H_{эк} = H_{до} + \frac{\Delta h_6 - \Delta h_{оп} - \Delta h_{сн} + \frac{\partial h'}{\partial p} g \rho' [H_{оп} - H_{до} - \rightarrow]}{\frac{Q_{уч.т.з}}{G_{ц} H_{уч.т.з}} + \frac{\partial h'}{\partial p} g \rho'} \rightarrow$$

$$\rightarrow - \frac{\sum_0^{т.з.} H - \frac{\Delta p_{оп} + \Delta p_{м}}{g \rho'}}{G_{ц}} - \frac{\sum_0^{т.з.} Q}{G_{ц}} \quad (4.14)$$

где $\sum_0^{т.з.} H$ — сумма высот до участка, на котором будет находиться точка закипания, м; $\Delta p_{м}$ — сумма всех местных сопротивлений подъемного звена до точки закипания, Па; $\sum_0^{т.з.} Q$ — сумма тепловосприятий

всех участков, расположенных до участка, на котором имеет место точка закипания, кВт; $Q_{уч.т.з}$ — тепловосприятие участка, на котором находится точка закипания, кВт; $H_{уч.т.з}$ — высота участка, на котором находится точка закипания, м.

После определения высоты точки закипания можно вычислить высоту паросодержащей части участка.

4.4. Определение движущего напора и гидравлического сопротивления подъемного звена

При расчете котлов с естественной циркуляцией подсчет движущего напора ведется по участкам. При этом напорное паросодержание пароводяной смеси φ находится по средним для данного участка расходным паросодержаниям. Суммарный движущий напор звена определяется как сумма движущих напоров всех участков:

$$S_{дв} = \sum_1^n S_{дв.уч.} \quad (4.15)$$

Гидравлические сопротивления подъемного звена учитываются отдельно: для экономайзерной части, паросодержащей обогреваемой части звена и паросодержащей необогреваемой. Суммарное сопротивление всего подъемного звена

$$\Delta p_{эв} = \Delta p_{эк} + \Delta p_{пар.об} + \Delta p_{пар.необ.} \quad (4.16)$$

Сопротивление экономайзерной части

$$\Delta p_{эк} = (\xi_{вх} + \Sigma \xi_{пов} + \lambda_0 l_{эк}) \frac{w_m^2}{2\rho'}, \quad (4.17)$$

где $\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления при входе среды из коллектора в трубы; $\Sigma \xi_{пов}$ — сумма коэффициентов сопротивления гибов; λ_0 — относительный коэффициент сопротивления от трения; $l_{эк}$ — длина экономайзерной части, м; w_m — массовая скорость воды на входе, кг/(м² · с); ρ' — плотность воды на линии насыщения, кг/м³.

При наличии дроссельных шайб, установленных на входе, что в контурах с естественной циркуляцией встречается редко, вместо $\xi_{вх}$ в уравнении (4.17) подставляется коэффициент сопротивления шайбы $\xi_{ш}$.

Гидравлические сопротивления обогреваемой паросодержащей части звена составляются из сопротивлений от трения и местных сопротивлений при среднем паросодержании:

$$\Delta p_{уч.об} = \left\{ \lambda_0 l_{пар} \left[1 + \bar{\psi} \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] + \right.$$

$$\left. + \Sigma \xi_{м} \left[1 + \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \right\} \frac{w_m^2}{2\rho'}, \quad (4.18)$$

где $\bar{x}$ — среднее массовое расходное паросодержание; $\bar{\psi}$ — поправочный коэффициент, определенный по среднему паросодержанию.

Гидравлические сопротивления необогреваемых паросодержащих участков подсчитываются по уравнению, аналогичному уравнению (4.18), но вместо $\bar{x}$ подставляется постоянное значение x .

На последнем перед входом в барабан участке следует учесть сопротивление сепарационных устройств $\Delta p_{\text{сеп}}$ и необходимый напор для подъема воды над уровнем в барабане $\Delta p_{\text{прев}}$. Тогда уравнение (4.17) будет иметь вид

$$\Delta p_{\text{зв}} = \Delta p_{\text{эк}} + \Delta p_{\text{пар. об}} + \Delta p_{\text{пар. необ}} + \Delta p_{\text{сеп}} + \Delta p_{\text{прев}}. \quad (4.19)$$

Глава пятая

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИИ В ПРОСТЫХ И СЛОЖНЫХ КОНТУРАХ

5.1. Задачи расчета естественной циркуляции

Задачей расчета естественной циркуляции является определение расхода (скорости) воды, кратности циркуляции и расчетных полезных напоров в каждом элементе. На основании этих расчетов определяется надежность циркуляции, о чем подробно сказано в гл. 6.

Расчет естественной циркуляции производится, как правило, при номинальных нагрузке и давлении. При пониженных нагрузках и давлениях расчеты производятся в некоторых специальных случаях, например, для определения минимально допустимой нагрузки парового котла по условиям надежности циркуляции.

5.2. Порядок расчета простейшего циркуляционного контура

Рассмотрим прежде всего расчет простейшего контура, представленного на рис. 5.1, а.

Основным расчетным уравнением простого контура является уравнение (4.6)

$$S = \Delta p_{\text{оп.}}$$

Решение этого уравнения выполняется в следующем порядке. Задаются несколькими произвольно выбранными значениями скорости циркуляции (не менее трех значений), и по этим скоростям и сечению труб в первом элементе подъемного звена определяют расходы циркулирующей в контуре воды при каждом значении выбранной скорости циркуляции. Для ориентировки в выборе скорости циркуляции можно руководствоваться указанием табл. 5.1.

Рис. 5.1. К расчету простейшего контура циркуляции:

а — расчетная схема контура;
б — определение расчетных значений $G_{\text{ц.расч}}$ и $p_{\text{расч}}$

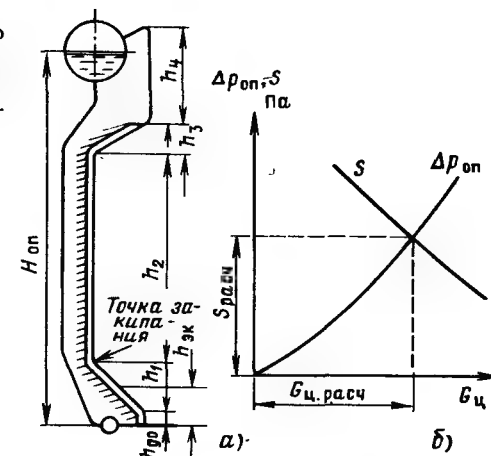


Таблица 5.1. Рекомендуемые скорости циркуляции

Элемент	Пределы скоростей циркуляции, м/с
Экраны с непосредственным вводом пароводяной смеси в барабан	0,5–1,5
Экраны, имеющие верхние коллекторы	0,2–1,0
Двухсветные экраны	0,5–2,0
Экраны котлов малой паропроизводительности	0,2–0,8
Первые три ряда труб первого кипятильного пучка	0,5–1,7
Остальные ряды труб первого кипятильного пучка	0,1–0,8
Последующие пучки кипятильных труб	0,1–0,5

П р и м е ч а н и е. При расчете циркуляции в контурах, включенных в солевые отсеки, скорости циркуляции рекомендуется принимать в 1,5 раза меньшими, чем в данной таблице.

По расходам циркулирующей в контуре воды производится расчет сопротивлений опускающего звена в соответствии с указаниями гл. 3. Результаты этих расчетов в выбранном масштабе наносятся в виде кривой, как это показано на рис. 5.1, б, в координатах $\Delta p_{\text{оп.}}$, $G_{\text{ц.}}$.

В дальнейших примерах, как и в данном случае, не учитывается наличие пара в опускающих трубах, и для упрощения рассуждений мы будем кривую сопротивлений принимать за параболу, проходящую через начало координат.

Таблица 5.2. Рекомендуемые кратности циркуляции

Типы паровых котлов	Давление, МПа	Производительность, кг/с	Кратность циркуляции, кг/кг
Паровые котлы сверхвысокого давления	14,0–18,5	55–180	8–5
Паровые котлы высокого давления	8,0–14,0	22–70	14–6
Паровые котлы среднего давления:			
однобарабанные, в том числе секционные	3,5–8,0	11–35	30–20
двухбарабанные	1,5–3,5	8,35–55	65–45
трех- и четырехбарабанные	1,1–3,5	8,35–55	55–35
Паровые котлы малой производительности:			
с малыми кипяtilьными пучками	3,0–4,5	2,8–11	35–25
с развитыми кипяtilьными пучками	3,0–4,5	До 4	60–40
Паровые котлы низкого давления	До 1,5	До 4	200–100

Для каждой выбранной скорости циркуляции подсчитываются расходные и реальные характеристики пароводяной смеси в соответствии с указаниями первой главы. На основании этих данных подсчитываются движущие напоры циркуляции в соответствии с указаниями четвертой главы по каждому участку и подъемному звену в целом. При этом для определения недогрева в барабане, если он имеет место, предварительно задаются кратностью циркуляции для котла в целом. Для ориентировки в выборе кратности циркуляции следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 5.2.

Затем в соответствии с указаниями гл. 3 и 4 подсчитываются сопротивления подъемного звена при каждом расходе циркулирующей воды. Эти сопротивления вычитаются из движущего напора циркуляции, и полученные таким образом значения полезных напоров откладываются в тех же координатах и масштабе, в которых построена характеристика опускного звена, только по оси ординат теперь откладываются полезные напоры. Соединив эти точки, получим зависимость полезного напора от расхода циркулирующей воды, которая называется циркуляционной характеристикой контура.

Точка пересечения циркуляционной характеристики с характеристикой опускного звена отвечает уравнению

$$S = \Delta p_{\text{оп}}$$

и отсекает на оси абсцисс действительный расход $G_{\text{ц.расч}}$ и расчетный полезный напор $S_{\text{рас}}$ для контура, представленного на рис. 5.1, а.

В этом состоит сущность графоаналитического метода расчета простого контура циркуляции.

5.3. Порядок расчета сложных контуров циркуляции

Порядок расчета сложных контуров циркуляции рассмотрим на нескольких примерах конструкций реальных паровых котлов. При этом будем выбирать для рассмотрения такие конструкции и так их будем искусственно усложнять, чтобы охватить этими примерами по возможности все случаи, которые могут встретиться в практике. В этой связи будут рассмотрены порядок расчета циркуляции в трехбарабанном паровом котле и котле с разделительным сепарационным барабаном, а также некоторые другие случаи. Ясное понимание порядка расчета циркуляции в этих контурах даст возможность справиться с расчетом любых контуров циркуляции современных паровых котлов, которые строятся со сравнительно более простыми контурами.

Трехбарабанный паровой котел. Схема котла с заведомо искусственно усложненными конструкциями экранов и, может быть, с несколько необычными для этих котлов их подключениями представлена на рис. 5.2.

Парообразующие поверхности нагрева состоят из первого, второго и третьего кипяtilьных пучков и экранов I, II, III, IV. Питательная вода подается в задний верхний барабан, опускается по третьему кипяtilьному пучку и распределяется по всем циркуляционным контурам через нижний барабан. Таким образом, третий кипяtilьный пучок является общим звеном для всех контуров. Нетрудно видеть, что в перечисленных на рис. 5.2 контурах не только третий кипяtilьный пучок является общим опускным участком для всех контуров, но и другие участки как опускных, так и подъемных звеньев являются общими для нескольких контуров. Например, водоперепускной пучок между передним и задним верхними барабанами является общим для контуров, включающих первый кипяtilьный пучок и экраны I и II, водоподводящие трубы A являются общими для экранов I и II.

Для всех пучков, кроме первого, обращенного в топку, принимается одинаковое (среднее) тепловосприятие всех труб. Поэтому все трубы второго пучка независимо от их количества и количества рядов будем считать как одно подъемное звено. Для первого контура циркуляционная характеристика, построенная в той же последовательности и порядке, как строилась циркуляционная характеристика простейшего циркуляционного контура в предыдущем параграфе, представлена на рис. 5.3, а линией к.

Для второго контура строим циркуляционную характеристику участка контура между нижним и верхним барабаном (рис. 5.3, б, линия I).

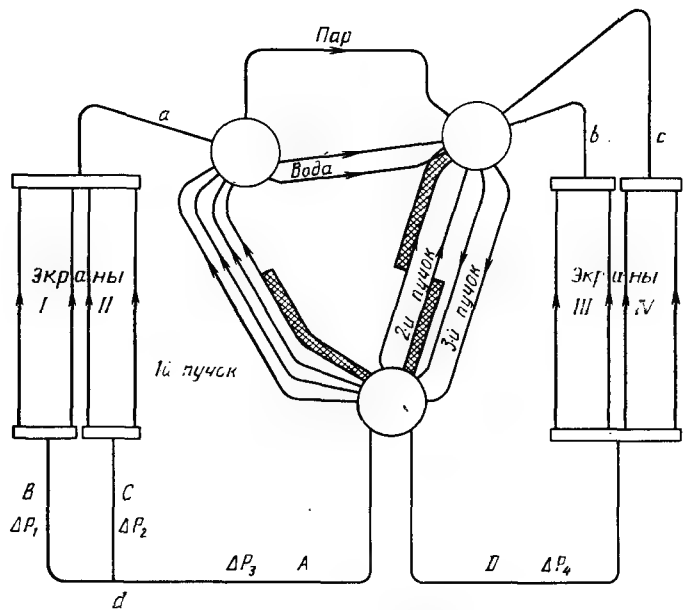


Рис. 5.2. Схемы циркуляционных контуров трехбарабанного котла

- 1-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – второй пучок – задний барабан;
- 2-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – первый ряд первого пучка – передний барабан – водоперепускные трубы – задний барабан;
- 3-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – второй ряд первого пучка – передний барабан – водоперепускной пучок – задний барабан;
- 4-й контур: задний барабан – третий пучок – третий ряд первого пучка – передний барабан – водопропускной пучок – задний барабан;
- 5-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – четвертый ряд первого пучка – передний верхний барабан – водоперепускной пучок – задний барабан;
- 6-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – водопроводящие трубы A – водопроводящие трубы B – экран I – паропроводящие трубы – передний верхний барабан – водопропускной пучок – задний барабан;
- 7-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – водоподводящие трубы A – водоподводящие трубы C – экран II – паропроводящие трубы – водоперепускной пучок – задний барабан;
- 8-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – водоподводящие трубы D – экран III – паропроводящие трубы b – задний барабан;
- 9-й контур: задний барабан – третий пучок – нижний барабан – водопроводящие трубы D – экран IV – паропроводящие трубы c – задний барабан

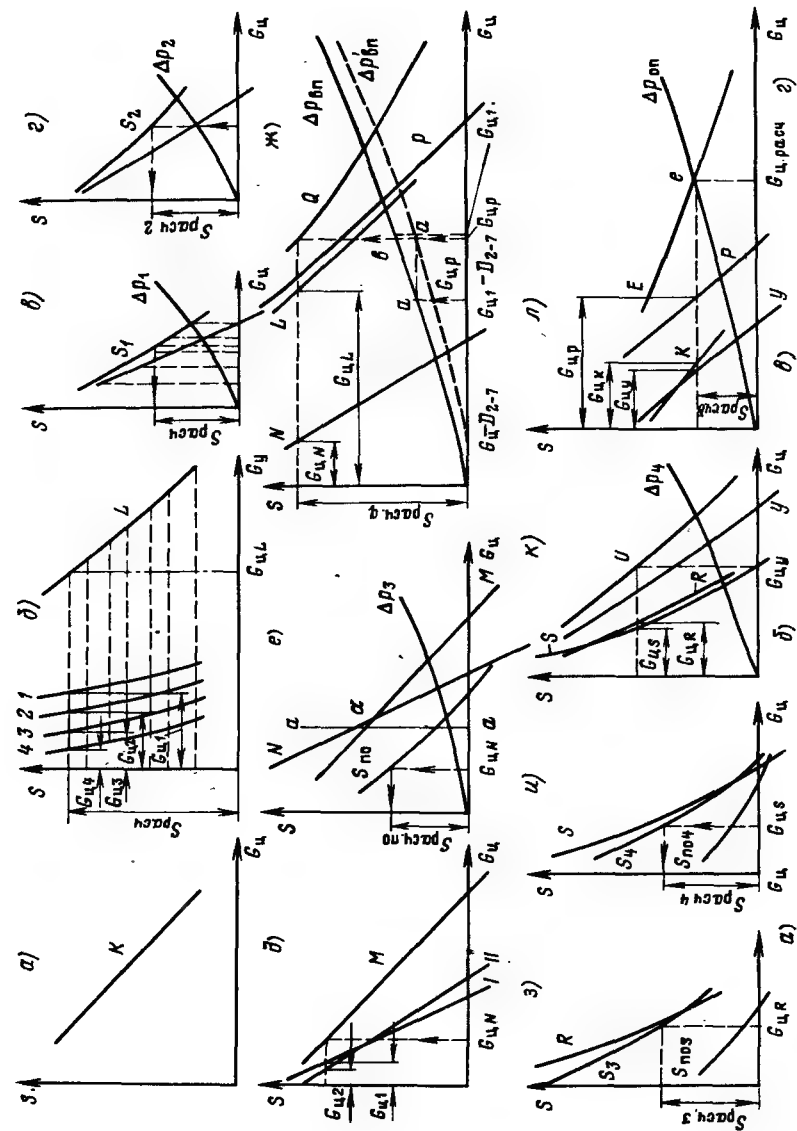


Рис. 5.3. Графоаналитический метод расчета циркуляции трехбарабанного котла, представленного на рис. 5.2.

На этом же рисунке строим циркуляционные характеристики участков между нижним и передним верхним барабанами контуров 3, 4 и 5. Учтываем при этом следующее: первые ряды первого пучка имеют более интенсивный обогрев, чем последующие. Если взять любой произвольный расход жидкости для контура 2 и контура 3, то паросодержание пароводяной смеси в любой точке контура 2 будет более высоким, чем в контуре 3. Аналогично и при других равных расходах. Таким образом, циркуляционные характеристики менее обогреваемых рядов первого пучка будут лежать слева от циркуляционных характеристик рядов с большими тепловыми нагрузками. Пучок циркуляционных характеристик каждого контура, включающего в себя ряды первого кипятильного пучка, представлен на рис. 5.3, б. Из рис. 5.2 видно, что потоки в каждом ряде труб первого пучка замыкаются верхним и нижним барабанами. Поэтому при всех режимах движения потоков перепады давлений, определяемые разностью давлений между нижним и верхним передним барабанами, для всех параллельных потоков будут равны, а суммарный расход жидкости во всем пучке будет складываться из суммы расходов по отдельным рядам. На этом основании, задаваясь различными произвольными перепадами давлений и складывая расходы, отсекаемые линиями постоянных перепадов в разных рядах, получим суммарную циркуляционную характеристику первого кипятильного пучка на участке между нижним и верхним передним барабанами, обозначенную буквой L . (см. построения пунктирными линиями).

Далее строим циркуляционные характеристики экрана I (S_1 , рис. 5.3, в) и экрана II (S_2 , рис. 5.3, г) между их нижними и верхними коллекторами. Эти экраны замыкаются верхним собирающим коллектором. Для того чтобы оба эти экрана образовали параллельные потоки, после чего можно будет сложить их характеристики и получить для них суммарную характеристику подобно тому, как мы делали для первого кипятильного пучка, необходимо привести характеристики к нижней общей точке d (к точке разветвления водоподводящих линий). В водоподводящих линиях B и C , поскольку они необогреваемы, не возникает полезного напора, но они имеют сопротивления Δp_1 и Δp_2 , которые в зависимости от расхода графически выражаются параболой, проходящими через начало координат (рис. 5.3, в и г). Для приведения циркуляционных характеристик экранов I и II к точке разветвления водопроводящих линий надо вычесть сопротивления Δp_1 и Δp_2 из полезных напоров соответственно при произвольных постоянных расходах. Это удобно сделать графически, как на рис. 5.3, в и г (см. пунктирные построения на рис. 5.3, в). В результате этих приведений получены циркуляционные характеристики потоков экранов I и II между точкой d и верхним коллектором. Эти последние характеристики можно сложить как по рядам первого пучка на рис. 5.3, б, для чего обе эти характеристики удобно изобразить в одном и том же масштабе в одной системе координат $S - G_{ц}$, как на рис. 5.3, д. Суммарная

характеристика обоих экранов между точкой разветвления водопроводящей линии и верхним коллектором обозначена буквой M .

Далее эту характеристику необходимо привести к нижнему и к переднему верхнему барабанам для того, чтобы потоки в экранах I и II стали параллельными с потоком в первом кипятильном пучке. Для этого из полученной характеристики M надо вычесть сопротивление подводящей линии A (Δp_3) и прибавить полезный напор, возникающий в паротводящих трубах, так как в них движется пароводяная смесь и они обладают (по конструкции) определенной высотой. Проще это выполнить графически на отдельном чертеже (рис. 5.3, е). Для этого после построения на одном чертеже в выбранном масштабе циркуляционной характеристики M , характеристики сопротивлений Δp_3 и циркуляционной характеристики паротводящих труб $S_{по}$ задаемся рядом произвольных постоянных расходов. Каждая линия этих расходов (линия $a-a$) отсекает на характеристике M полезный напор экранов I и II между точкой разветвления опускных линий и верхним коллектором, на характеристике $S_{по}$ — полезный напор в паротводящих трубах, на характеристике Δp_3 — сопротивление участка опускных труб между нижним барабаном и точкой разветвления. Складываем полезные напоры, отмеченные линией M , и напоры паротводящих труб, вычитаем сопротивление участка A опускных труб и получаем точку a циркуляционной характеристики экранов I и II , приведенной к нижнему и верхнему переднему барабанам. Аналогично находятся точки этой характеристики при других расходах. Соединяя эти точки, получаем циркуляционную характеристику экранов I , II , приведенную к нижнему и верхнему переднему барабанам, обозначенную N . Кривые L и N являются характеристиками параллельных потоков, приведенными к одним и тем же точкам. Поэтому они могут быть сложены аналогично тому, как делалось выше. Это тоже удобно выполнить графически, для чего характеристики L и N надо вычертить в одинаковом масштабе в одной координатной системе (рис. 5.3, ж). Этим сложением получим суммарную циркуляционную характеристику всех параллельных контуров, включенных в передний барабан, обозначенную Q .

Для того чтобы весь этот суммарный поток был параллельным потоку второго кипятильного пучка, необходимо привести его к верхнему заднему барабану. Передний и задний барабаны соединены водоперепускным пучком, который расположен почти горизонтально. Вследствие этого в нем не может возникнуть движущий напор, а имеются сопротивления, которые должны быть преодолены за счет полезного напора, возникающего до поступления потоков в верхний передний барабан. Таким образом, для приведения характеристики Q к заднему барабану надо вычесть из нее сопротивление водоперепускного пучка. Если бы вся циркулирующая жидкость проходила через водоперепускной пучок, то его сопротивление могло бы быть представлено квадратичной параболой, проходящей через начало координат (кривая $\Delta p_{вп}$ на рис. 5.3, ж).

Но по нему циркулирует не все количество $G_{ц}$, проходящее через контуры 2–7 и откладываемое на координатной оси абсцисс: тот пар, который образуется в этих циркуляционных контурах, проходит через пароперепускной пучок. Поэтому по водоперепускному пучку будет проходить

$$G'_{ц} = G_{ц} - D_{2-7},$$

где $G'_{ц}$ — количество жидкости, протекающей через водоперепускной пучок, кг/с; $G_{ц}$ — количество жидкости, циркулирующее по контурам 2–7, кг/с; D_{2-7} — количество пара, образованное в контурах 2–7, кг/с.

По этой причине произвольно выбранному расходу через контуры $G_{ц1}$, отложенному на рис. 5.3, ж, будет соответствовать сопротивление водоперепускного пучка при расходе через него $G'_{ц1} - D_{2-7}$ (точка *a*), а не $G_{ц1}$ (точка *b*). Если, задаваясь различными произвольными значениями $G_{ц}$, сделать для них этим способом определение истинного сопротивления водоперепускного пучка, то получим кривую $\Delta p'_{вп}$, эквидистантную кривой $\Delta p'_{вп}$ и сдвинутую по оси абсцисс от начала координат вправо на величину D_{2-7} . Ординаты этой кривой и надо вычесть из ординат характеристики Q для получения циркуляционной характеристики контуров 2–7, приведенной к заднему барабану. На рис. 5.3, ж эта характеристика обозначена P .

Переходим к построению циркуляционных характеристик экранов III и IV . Рассчитываем и строим циркуляционные характеристики экранов III и IV между нижним и верхним коллекторами (рис. 5.3, з и 5.3, и), в этих же координатах строим циркуляционные характеристики паропроводящих труб этих экранов $S_{поз}$ и $S_{поч}$, складываем их графически, как мы делали это на рис. 5.3, в, и получаем характеристики экранов III (кривая R) и IV (кривая S) с их паропроводящими трубами. Так как они являются характеристиками параллельных потоков, то, изобразив их в принятом масштабе на рис. 5.3, к, строим для них суммарную характеристику, обозначенную U . А теперь остается привести эту характеристику к нижнему барабану, исключив из нее характеристику сопротивлений водопроводящей линии D , что сделано на рис. 5.3, к. Приведенная к нижнему барабану характеристика обозначена J .

Теперь нетрудно видеть, что характеристика 2-го пучка (рис. 5.3, а, линия K), первого пучка и экранов I и II (кривая P , рис. 5.3, ж) и характеристика экранов III и IV (кривая U , рис. 5.3, к) являются характеристиками параллельных потоков. Поэтому, изобразив их на отдельном чертеже в выбранном масштабе и сложив, как это делалось на рис. 5.3, б, получим суммарную циркуляционную характеристику E всех сложных контуров, имеющих общее опускное звено (третий кипящий пучок). Теперь, построив характеристику сопротивлений этого опускного пучка (рис. 5.3, л), получим точку пересечения e циркуляционной характеристики E и характеристики сопротивлений Δp . Эта точка отвечает уравнению $S = \Delta p_{оп}$ для сложных контуров и является

рабочей точкой, определяющей расход воды через все сложные контуры циркуляции $G_{ц,расч}$ и рабочий полезный напор между верхним задним и нижним барабанами $S_{расч.б}$.

Если теперь через точку e провести линию постоянного напора, то в точках пересечения с линиями P , K и U получим на оси абсцисс расходы через второй пучок $G_{цк}$, экраны I , II и первый пучок $G_{цр}$ и экраны III и IV $G_{цл}$.

Возьмем определенный выше расход $G_{цр}$ и отложим его на оси абсцисс рис. 5.3, ж. Восстановим из точки $G_{цр}$ вертикаль до пересечения с кривой Q . Эта точка пересечения даст на оси ординат расчетный полезный напор между нижним и передним верхним барабанами, который будет использован (см. гл. 6) для проверки на отсутствие застоя и опрокидывания циркуляции по рядам первого пучка $S_{расч.г}$, а в точках пересечения линии постоянного напора с кривыми L и N определяются расходы через первый пучок $G_{цл}$ и через экраны I , II $G_{цлN}$.

Далее возьмем расход $G_{цлN}$, отложим его на оси абсцисс рис. 5.3, д и восстановим перпендикуляр до пересечения с линией M , представляющей собой характеристику экранов I и II между верхним коллектором и точкой d . Из точки пересечения проведем горизонталь. Точки пересечения с кривыми I и II , спроектированные на ось абсцисс, дадут расходы через экраны I и II ($G_{ц1}$, $G_{ц2}$). Теперь отложим эти расходы на оси абсцисс на рис. 5.3, в и з и восстановим перпендикуляры до линий S_1 и S_2 (циркуляционные характеристики между верхними и нижними коллекторами экранов I и II). Проведя через точки пересечения горизонталь, получим расчетные полезные напоры для элементов (трубы экранов, объединенные коллекторами — точки короткого замыкания), которые будут использованы при расчете отсутствия застоя и опрокидывания циркуляции (см. гл. 6).

Аналогично определяются расходы и расчетные полезные напоры по рядам труб первого пучка (рис. 5.3, б) и для III и IV экранов (см. рис. 5.3, з и и).

Как правило, паропроводящие трубы экранов в данной конструкции котла необогреваемы. Поэтому, как будет показано ниже (см. гл. 6), возможные нарушения движения в отдельных трубах этих пучков (застой или опрокидывание циркуляции) не будут опасными. Поэтому проверка на отсутствие в них застоя и опрокидывание не делается. Но если бы они были обогреваемы, то для них также необходимо было бы определять расчетный полезный напор. Покажем это на примере экрана I .

Отложим на рис. 5.3, е суммарный расход по экранам I и II $G_{цлN}$, определенный на рис. 5.3, ж, на оси абсцисс и восстановим перпендикуляр до пересечения с характеристикой паропроводящих труб $S_{по}$. Из точки пересечения проведем горизонталь до оси ординат, на которой эта горизонталь отсечет расчетный полезный напор для паропроводящих труб экранов I и II $S_{расч.по}$.

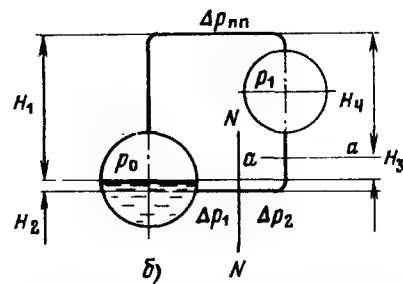
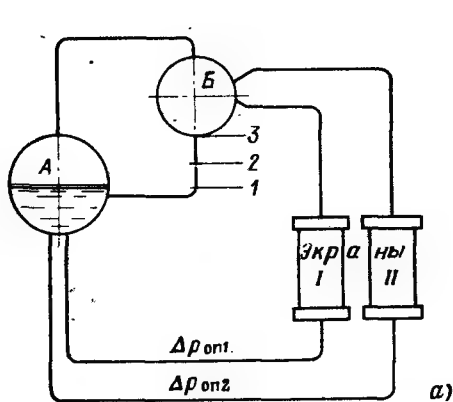


Рис. 5.4. Схема циркуляции котла с предвключенным барабаном:

А — основной барабан; Б — предвключенный барабан

Аналогичным образом определялись бы расчетные полезные напоры для всех последовательно расположенных элементов, сколько бы их ни было в подъемном звене.

На основании проведенных выше расчетов представляется возможность определения скоростей циркуляции w_0 и кратности циркуляции K для каждого контура, а также для парового котла в целом, которая будет

$$K = \Sigma G_{\text{ц}} / \Sigma D_{\text{к}},$$

где $\Sigma G_{\text{ц}}$ — сумма расходов по всем контурам, кг/с; $\Sigma D_{\text{к}}$ — сумма паропроизводительности всех контуров, кг/с.

Паровой котел с предвключенным сепарационным барабаном. Упрощенная схема циркуляционных контуров представлена на рис. 5.4, а. Для простоты рассуждений примем, что циркуляционная схема состоит из двух циркуляционных контуров с подачей в них воды из основного барабана и вводом пароводяной смеси в предвключенный барабан. В реальной конструкции контуров может быть значительно больше. В сепарационном барабане происходит разделение пароводяной смеси на две фазы. Пар из сепарационного барабана поступает в основной барабан по пароперепускному, а вода — по водоперепускному пучкам. При этом вода из сепарационного барабана поступает в основной барабан самотеком, так как сепарационный барабан поднят над основным.

Рассмотрим динамическое равновесие сообщающихся сосудов — основного и сепарационного барабанов — через водоперепускной и пароперепускной пучки (рис. 5.4, б). Возьмем сечение $N-N$ на водоперепускном пучке. При равновесии давления с обеих сторон сечения $N-N$ должны быть равны. Это равенство выразится так:

$$\begin{aligned} p_0 + H_1 g \rho'' + H_2 g \rho' + \Delta p_1 &= \\ = p_1 + H_4 g \rho'' + H_2 g \rho' + H_3 g \rho' - \Delta p_2. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Решая полученное уравнение относительно H_3 , получаем

$$H_3 = \frac{\Delta p_{\text{вп}} - \Delta p_{\text{пп}}}{g(\rho' - \rho'')}, \quad (5.2)$$

где $\Delta p_{\text{вп}} = \Delta p_1 + \Delta p_2$ — гидравлические сопротивления водоперепускного пучка, Па; $\Delta p_{\text{пп}} = p_1 - p_0$ — гидравлические сопротивления пароперепускного пучка, Па.

При выводе уравнения (5.1) имелось в виду, что $H_3 = H_1 - H_4$. Таким образом, уровень воды в водоперепускном пучке, который, с одной стороны, обуславливает полную высоту опускного звена циркуляционного контура, а с другой — высоту подъема пароводяной смеси над уровнем, определяется разностью сопротивлений водоперепускного и пароперепускного пучков. Но если сопротивление пароперепускного пучка определяется паропроизводительностью котла и является вполне определенной величиной, то сопротивление водоперепускного пучка определяется расходами воды через этот пучок, что без расчета циркуляции определить нельзя.

В этом случае рекомендуется следующий порядок расчета. Задаются различными уровнями воды в водоперепускном пучке от $H_3 = 0$ (обычно не менее трех значений, включая $H_3 = 0$). При этих значениях, задаваясь скоростями циркуляции, а следовательно, расходами по отдельным контурам, подсчитывают и строят не зависимости полезных напоров в подъемных звеньях, как обычно, а зависимости остаточных полезных напоров циркуляционных контуров при трех уровнях. Эти остаточные полезные напоры

$$\Delta S_{\text{ост}} = S_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{под}} - \Delta p_{\text{оп}} - \Delta p_{\text{прев}}, \quad (5.3)$$

где $S_{\text{дв}}$ — движущий напор циркуляции экранов и их паропроводящих труб, Па; $\Delta p_{\text{под}}$ — сопротивление подъемного звена, Па; $\Delta p_{\text{оп}}$ — сопротивление опускного звена, Па; $\Delta p_{\text{прев}}$ — напор, необходимый для подъема воды над уровнем H_3 , Па.

Для нашего случая эти характеристики могут быть представлены так, как они даны на рис. 5.5, а, где цифрами над кривыми отмечены задаваемые уровни H_3 .

Остаточный напор всех этих характеристик должен расходоваться на преодоление $p_1 - p_0$, что составляет сопротивление пароперепускного пучка. Но водоперепускной и пароперепускной пучки включены в один и тот же барабан. Поэтому их сопротивления с учетом разности нивелирных напоров при стационарном режиме, при котором производится расчет, будут одинаковыми. А отсюда если мы отложим по оси ординат рис. 5.5, а сопротивление пароперепускного пучка

$$p_1 - p_0 = \Delta p_{\text{пп}} = (\xi_{\text{вх}} + \lambda_0 l + \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{w_{\text{пп}}^2}{2\rho''}, \quad (5.4)$$

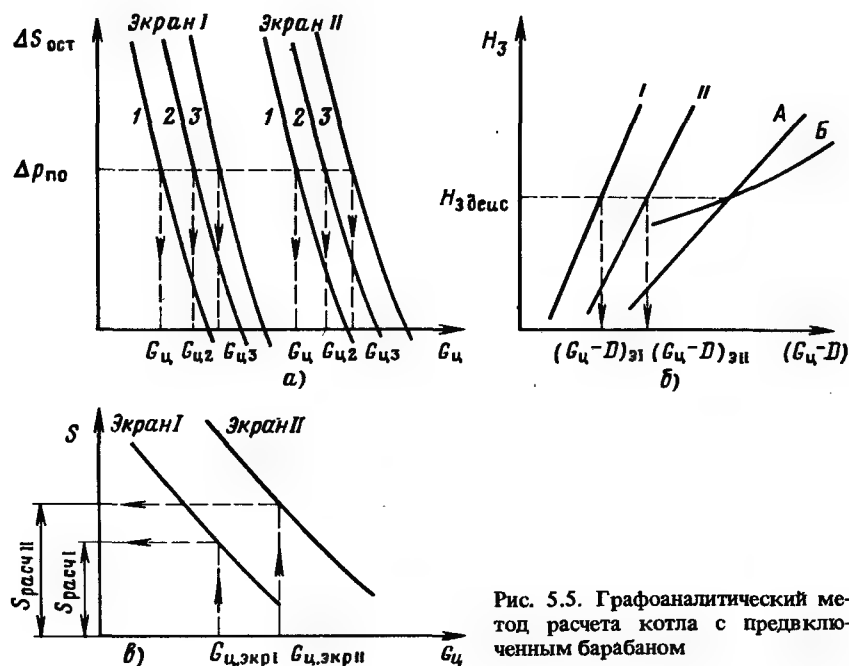


Рис. 5.5. Графоаналитический метод расчета котла с предвключенным барабаном

где $w_{мп}$ — массовая скорость пара в пароперепускном пучке, $\text{кг}/(\text{м}^2 \times \text{с})$, и проведем через эту точку горизонталь, то проекция точек пересечения с характеристиками остаточных напоров даст расходы по контурам экранов *I* и *II*, а их сумма — по всем контурам, включенным в сепарационный барабан. По водоперепускному пучку будет проходить $\Sigma G_{\text{ц}} - D$, где $\Sigma G_{\text{ц}}$ — сумма расходов по всем контурам, $\text{кг}/\text{с}$, D — паропроизводительность всех контуров, $\text{кг}/\text{с}$.

Так как сумма расходов через все контуры, как видно из рис. 5.5, а, будет зависеть от задаваемых при расчете значений H_3 , то и расход через водоперепускной пучок будет зависеть от H_3 . На рис. 5.5, б построим на этом основании в координатах $H_3 - (G_{\text{ц}} - D)$ зависимость H_3 от расходов $(G_{\text{ц}} - D)$ для контуров (кривые *I*, *II*), а сложив эти расходы в параллельных потоках, получим зависимость H_3 от расходов в водоперепускном пучке (кривая *A*). Далее, задаваясь расходами через водоперепускной пучок, определим по формуле (5.2) значения H_3 , исходя из закона динамического равновесия сообщающихся сосудов (кривая *B*). Точка пересечения этих кривых даст действительное значение уровня в водоперепускном пучке. Если теперь через точку пересечения кривых *A* и *B* проведем горизонталь, то точки ее пересечения с характеристиками *I* и *II* дадут расходы по экранам *I* и *II* за вычетом их паропроизводительностей.

На основании этих расчетов количество циркулирующей в контуре среды будет:

$$\left. \begin{aligned} &\text{в первом экране} \\ &G_{\text{ц.экpI}} = (G_{\text{ц}} - D)_{\text{эI}} + D_1; \\ &\text{во втором экране} \\ &G_{\text{ц.экpII}} = (G_{\text{ц}} - D)_{\text{эII}} + D_2, \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

где $(G_{\text{ц}} - D)_{\text{эI}}$, $(G_{\text{ц}} - D)_{\text{эII}}$ — величины, определенные расчетами по рис. 5.5, б; D_1 , D_2 — паропроизводительность первого и второго экранов.

Теперь при найденном значении H_3 построим циркуляционные характеристики для экранов *I* и *II*, откладывая на оси абсцисс $G_{\text{ц.экpI}}$ и $G_{\text{ц.экpII}}$, найдем для них расчетные полезные напоры (рис. 5.5, в).

Аналогично проводятся расчеты при любом количестве контуров, присоединенных к сепарационному барабану.

Короткозамкнутый экран. Ввиду трудности включения достаточного количества и сечения паропроводящих и водоподводящих труб к элементу в некоторых случаях делаются экраны с рециркуляционными трубами — короткозамкнутые экраны (рис. 5.6, а). Такая необходимость, например, часто возникает при конструировании контуров, включенных в выносные циклоны. Как показано, некоторая часть воды из верхнего коллектора экрана по трубам, обозначенным *C*, опускается обратно в нижний коллектор. В этом случае по паропроводящим *B*,

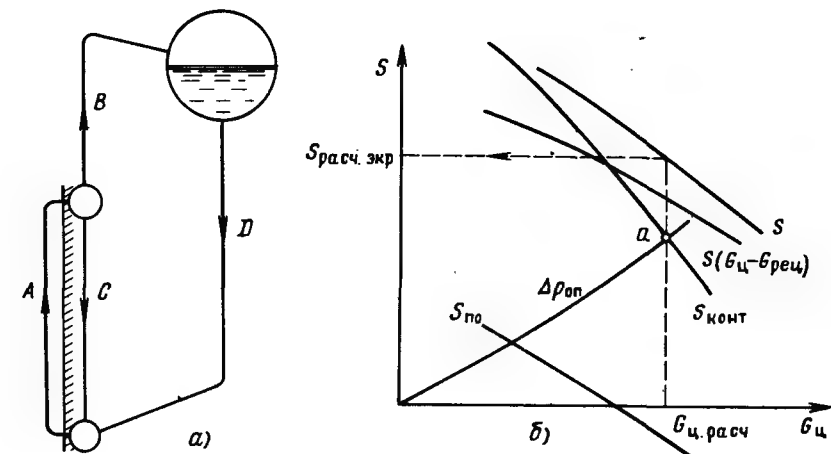


Рис. 5.6. Графоаналитический метод расчета короткозамкнутого экрана: а — схема контура; б — расчет

а также по подводящим D трубам будет перемещаться меньшее количество воды, что позволит уменьшить их сечение.

Нормативный метод [6] рекомендует вести расчет циркуляции в таких экранах следующим методом. В координатах $S - G_{\text{ц}}$ обычным методом строится циркуляционная характеристика (рис. 5.6, б). При расчетах циркуляционной характеристики не учитывается снос пара из барабана, как это делается обычно при определении высоты точки закипания.

Дальше следовало бы сложить ее с циркуляционной характеристикой пароотводящих труб (ветвь B) и совместить с характеристикой сопротивлений водоподводящих труб (ветвь D). Но в этих ветвях количество протекающей воды отличается от количества воды, протекающей в экранных трубах (ветвь A), на количество воды, протекающей через ветвь C (рециркуляционные трубы). Поэтому для этих совмещений необходимо определить количество воды, протекающей через рециркуляционные трубы. Это можно сделать на основании следующих рассуждений.

Полезные напоры, возникающие в ветвях A и C , одинаковы, так как они имеют общие коллекторы. Поэтому можно записать

$$S_A = S_C. \quad (5.6)$$

Последнее уравнение с учетом уравнения (4.7) перепишем следующим образом:

$$S_A = S_{\text{дв}C} + \Delta p_{\text{рц}} = H_{\text{рц}} \bar{\varphi}_{\text{рц}} g (\rho' - \rho'') + \Delta p_{\text{рц}}, \quad (5.7)$$

где $\Delta p_{\text{рц}}$ — сопротивление линии рециркуляции, Па; $\bar{\varphi}_{\text{рц}}$ — среднее объемное паросодержание в ветви C ; в ветви C возникает пар вследствие несовершенного разделения пара и воды в верхнем коллекторе.

При движении воды в ветви A движение среды имеет направление снизу вверх; возникающие при этом гидравлические сопротивления имеют направления, противоположные движению, и, следовательно, уменьшают движущий напор, который направлен вверх. При движении в ветви C (сверху вниз) направление движущего напора (снизу вверх) совпадает с направлением сопротивлений. Поэтому они, складываясь с движущим напором, увеличивают его, а следовательно, сопротивление в правой части уравнения (5.7) имеет знак плюс.

Из уравнения (5.7)

$$\Delta p_{\text{рц}} = S_A - H_{\text{рц}} \bar{\varphi}_{\text{рц}} g (\rho' - \rho''). \quad (5.8)$$

Выразим теперь сопротивление рециркуляционной линии так:

$$\Delta p_{\text{рц}} = z_{\text{рц}} \frac{w_{\text{мрц}}^2}{2\rho}, \quad (5.9)$$

где $z_{\text{рц}}$ — полный коэффициент гидравлических сопротивлений рециркуляционных труб при движении в них пароводяной смеси.

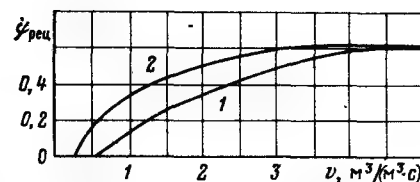


Рис. 5.7. Среднее напорное паросодержание в рециркуляционных трубах:

1, 2 — для первой и второй ступеней испарения

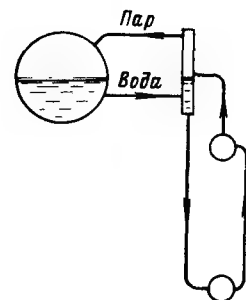


Рис. 5.8. Циркуляционный контур с выносным циклоном

Отсюда с учетом уравнения (5.8)

$$w_{\text{мрц}} = \sqrt{\frac{[S_A - H_{\text{рц}} \bar{\varphi}_{\text{рц}} (\rho' - \rho'')] 2\rho'}{z_{\text{рц}}}}; \quad (5.10)$$

$$G_{\text{рц}} = w_{\text{мрц}} f_{\text{рц}}. \quad (5.11)$$

Для определения $\bar{\varphi}_{\text{рц}}$ приводится график на рис. 5.7. При использовании этого графика необходимо определить расход пара, $\text{м}^3/\text{м}^2$, на единицу объема собирающего коллектора по уравнению

$$\nu = \frac{D}{f l \rho''}, \quad (5.12)$$

где D — расход пара через собирающий коллектор, $\text{кг}/\text{с}$; f — внутреннее сечение коллектора, м^2 ; l — длина коллектора, м .

Теперь, определив расход воды через рециркуляционные трубы, нужно сдвинуть на чертеже (рис. 5.6, б) циркуляционную характеристику экрана влево на величину $G_{\text{рц}}$, что дает зависимость циркуляционной характеристики от расхода воды через пароотводящие трубы, а затем сложить ее с характеристикой пароотводящих труб. Затем строится характеристика опускного звена (водоподводящие трубы D). Точка a пересечения суммарной циркуляционной характеристики с характеристикой сопротивлений опускных труб даст рабочую точку контура (см. рис. 5.6, б).

Контур, включающий в себя выносной циклон (рис. 5.8). По питающей воде выносной циклон присоединен к барабану; пар из парового пространства циклона направляется в паровое пространство барабана. Система (выносной циклон — опускное звено — подъемное звено — выносной циклон) образует замкнутый контур и рассчитывается как простейший циркуляционный контур. Соотношение сопротивлений водоподводящих и пароотводящих линий определяет лишь уровень воды в циклоне относительно уровня воды в барабане.

Повышение уровня воды в барабане над уровнем в циклоне определяется уравнением (5.2). Следует лишь сделать некоторые замечания.

При расчете сопротивлений подъемного звена следует учитывать сопротивление улиток (см. приложение) и необходимый напор на подъем пароводяной смеси над уровнем воды в циклоне, который определяется по уравнению (3.54).

5.4. Проверка предварительно принятых данных

После определения расходов воды во всех контурах котла производится определение кратности циркуляции, как было указано выше.

По полученному значению кратности циркуляции определяется недогрев в верхнем барабане по уравнению (2.51) и сравнивается с недогревом, полученным ранее при предварительно принятой кратности циркуляции. Расчет циркуляции может считать окончательным, если:

$$\frac{[(\Delta h_6)_{\text{пр}} - (\Delta h_6)_{\text{опр}}]}{(\Delta h_6)_{\text{опр}}} 100 \leq \pm 50\%;$$

при $\Delta h_6 < 4 \text{ кДж/кг}$

$$(\Delta h_6)_{\text{пр}} - (\Delta h_6)_{\text{опр}} \leq 2 \text{ кДж/кг},$$

где $(\Delta h_6)_{\text{пр}}$ — недогрев в верхнем барабане при предварительно принятой кратности циркуляции, кДж/кг; $(\Delta h_6)_{\text{опр}}$ — то же при полученной по расчету кратности циркуляции, кДж/кг.

При больших расхождениях следует задаваться значениями кратности циркуляции, близкой к полученной при расчете, и все расчеты выполнить вновь.

Глава шестая

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

6.1. Критерии надежности циркуляции

Полученные при расчетах циркуляции средние значения расчетных полезных напоров и расходов воды, а следовательно, и скоростей циркуляции в каждом контуре являются важными характеристиками. Но сами по себе эти характеристики еще не определяют надежности работы парового котла. Они лишь позволяют произвести проверку ряда положений и критериев, которые определяют надежность работы котла в целом и его отдельных контуров. К таким критериям относятся:

отсутствие застоя и опрокидывания циркуляции (для контуров, выведенных в водяной объем барабана или в промежуточные коллекторы) и появление свободного уровня;

отсутствие нарушения нормальной работы опускных звеньев каждого контура;

обеспечение надежной циркуляции при нестационарных режимах работы котла;

допустимые температурные режимы обогреваемых участков контуров.

6.2. Понятие о полной диаграмме циркуляции

Представим себе обогреваемую трубу, составляющую часть циркуляционного контура, в которую непрерывно поступает вода и перемещается либо снизу вверх, либо сверху вниз. Примем движение снизу вверх за положительное направление, а сверху вниз за отрицательное. Рассмотрим изменение движущего и полезного напоров в этой трубе как при положительном, так и отрицательном направлении движения при заданном давлении и паропроизводительности.

Без учета относительного перемещения жидкой и паровой фаз в потоке в соответствии с уравнением (4.3) движущий напор как при положительном, так и при отрицательном направлении движения может быть представлен симметрично расположенными кривыми 1 и 1' (рис. 6.1). При этом максимальный движущий напор будет иметь место при $\rho_{\text{см}} = \rho''$. Если учесть относительное перемещение фаз, то при положительном направлении движения потока направление относительной скорости движения пара в потоке совпадает с направлением движения всего потока. Это будет приводить к снижению паросодержания пароводяной смеси и увеличению ее плотности, а следовательно, и уменьшению движущего напора циркуляции. При отрицательном направлении движения наличие относительной скорости паровой фазы, направленной всегда вверх, будет приводить к увеличению паросодержания и увеличению движущего напора.

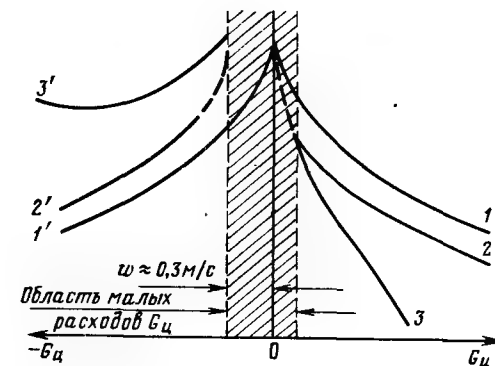


Рис. 6.1. Полная диаграмма циркуляции

Действительный движущий напор с учетом влияния скольжения фаз может быть представлен кривыми 2 и 2'. Следует, однако, заметить, что как в первом, так и во втором квадранте диаграммы линии 2 и 2' будут иметь плавный характер только при больших расходах циркулирующей среды, когда паросодержание будет значительно меньше единицы. Вблизи нулевого расхода $G_{ц}$ и $-G_{ц}$ характер кривых 2 и 2' будет претерпевать существенные изменения. В правом квадранте с повышением паросодержания будет происходить постепенное сближение кривых 2 и 1 и в точке, где x будет приближаться к единице, движущий напор достигнет максимального значения. Иными словами, влияние на движущий напор относительной скорости исчезнет. По-видимому, это изменение кривой 2 произойдет либо при переходе к дисперсно-кольцевому, либо к дисперсному режиму движения, когда скорость пара будет слабо зависеть от скорости перемещения жидкой пленки по стенке трубы.

Полезный напор как разность движущего напора и гидравлических сопротивлений при положительном движении среды изображается кривой 3.

В области малых расходов при отрицательном направлении движения исследования полезных напоров циркуляции были выполнены В.А. Локшиным и А.Л. Шварцем [24]. Установлено, что плавное поведение кривой 2' возможно до тех пор, пока динамический напор потока будет достаточным для снова паровых пузырей. При снижении скорости циркуляции w_0 до значений, меньших 0,3–0,4 м/с, происходит вялый снос пузырей пара потоком воды, а при более низких скоростях – застой пузырей пара. Это приводит к тому, что движущий напор возрастает до максимально возможного.

При отрицательном движении гидравлические потери направлены в сторону действия движущего напора. Поэтому для получения полезного напора гидравлические сопротивления надо сложить с движущим напором. Линия полезных напоров во втором квадранте обозначена 3'.

Изображение циркуляционных характеристик в двух квадрантах называется полной диаграммой циркуляции, которая для каждого контура изображается кривыми 3–3'.

В области малых значений $G_{ц}$ нельзя получить устойчивой циркуляции в контуре. На рис. 6.1 эта область заштрихована.

6.3. Застой и опрокидывание циркуляции

Представим теперь себе контур, состоящий из ряда труб между раздающим коллектором и барабаном, и опускного звена. Диаграмма циркуляции этого контура представлена на рис. 6.2 кривой S_1 . Для слабо обогреваемой трубы подъемного звена этого контура полная диаграмма циркуляции представлена кривыми S_2 и S_2' . Если сопротивление опускного звена этого контура будет представляться кривой Δp_1 , то точка N_1 пересечения кривых S_1 и Δp_1 будет рабочей точкой для контура;

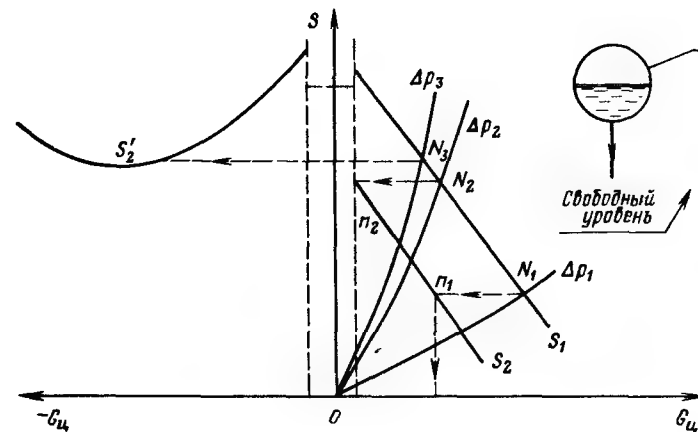


Рис. 6.2. Определение физической сущности застоя и опрокидывания циркуляции на основании анализа полных диаграмм циркуляции

проекция ее на ось абсцисс дает суммарный расход циркулирующей воды во всем контуре. Если проведем через точку N_1 горизонталь, то проекция точки n_1 пересечения ее с линией S_2 на ось абсцисс дает расход в слабо обогреваемой трубе, который будет достаточным для ее надежной работы. Теперь пусть сопротивление опускного звена будет выражаться кривой Δp_2 . Нетрудно видеть, что при достаточно большом расходе воды в контуре, обеспечивающем значительную кратность циркуляции, расход в слабо обогреваемой трубе приближается к нулевому. Иными словами, циркуляция в этой трубе прекратится. Это явление называется застоем циркуляции в слабо обогреваемой, развернутой трубе. Совершенно естественно, что при этом произойдет образование паровых застойных пузырей и их перегрев, резкое ухудшение теплообмена между стенкой трубы и рабочей средой, труба разогреется, потеряет прочность и разорвется. Таким образом, застой циркуляции недопустим.

Теперь представим себе, что сопротивления опускного звена выражаются кривой Δp_3 . Горизонталь из точки N_3 пересечет во втором квадранте кривую S_2' , что означает, что в слабо обогреваемой трубе, если она включена в водяное пространство барабана, возникает обратное движение, что называется опрокидыванием. Если же труба будет включена в паровое пространство, то возникает так называемый свободный уровень в слабо обогреваемой трубе. Физически это представляется так, что в слабо обогреваемой трубе не будет достаточного напора для подъема пароводяной смеси, уровень воды остановится на некоторой высоте, а верхняя часть трубы будет заполнена паром.

Опрокидывание циркуляции также недопустимо вследствие того, что при образовании свободного уровня часть трубы, занятая паром,

также будет перегреваться, терять прочность и разрушаться под действием внутреннего давления. Кроме того, нельзя забывать и о том, что если в слабо обогреваемой трубе возникает опасность опрокидывания, то в более обогреваемых трубах, циркуляционные характеристики которых будут лежать несколько выше, чем характеристики слабо обогреваемой трубы, произойдет застой циркуляции.

Из рис. 6.2 видно, что опасность возникновения как застоя, так и опрокидывания циркуляции возрастает с увеличением расчетного полезного напора в контуре циркуляции. Поэтому при анализе данных по расчету циркуляции необходимо, чтобы расчетный полезный напор в элементах каждого контура, где имеется короткое замыкание всех параллельных труб коллекторами, был меньше, чем тот напор, при котором возможен как застой, так и опрокидывание циркуляции.

Для определения возможности или отсутствия появления застоя и опрокидывания циркуляции надо бы строить полные диаграммы циркуляции для каждого элемента и слабо обогреваемой трубы этого элемента. Но эта работа очень трудоемка. Поэтому ВТИ и ЦКТИ на основании анализа многочисленных расчетов разработали специальные номограммы для определения расчетного полезного напора, при котором происходит застой или опрокидывание циркуляции.

Для определения застоя в необогреваемых трубах дана номограмма на рис. 6.4, а для обогреваемых — на рис. 6.3.

На основании этих номограмм, где даны зависимости $\varphi_{\text{заст}}$ от расчетной приведенной скорости пара в наименее обогреваемой трубе, полезный напор застоя определяется по уравнению

$$\Delta p_{\text{заст}} = \varphi_{\text{заст}} g (\rho' - \rho'') H, \quad (6.1)$$

где H — высота элемента, м.

При использовании номограммы для определения $\varphi_{\text{заст}}$ приведенная скорость пара в наименее обогреваемой трубе определяется по формуле

$$w''_0 = (\eta_{\text{т}}^{\text{мин}} - \Delta \eta_{\text{т}}) \eta_{\text{к}}^{\text{мин}} w''_{0\text{ср}}, \quad (6.2)$$

где $w''_{0\text{ср}}$ — средняя приведенная скорость пара, м/с; определяется по формуле (1.9) с учетом того, что $\bar{x} = (x_{\text{н}} + x_{\text{к}})/2$; $\eta_{\text{к}}^{\text{мин}}$ — коэффициент конструктивной нетождественности; определяется по формуле (2.45).

Если элемент, между точками короткого замыкания которого ведется проверка застоя или опрокидывания циркуляции, имеет несколько участков, то среднюю приведенную скорость пара, с использованием которой определяется застой или опрокидывание циркуляции, рекомендуется определять по уравнению

$$w''_{0\text{эл}} = \frac{H_1 w''_{01} + H_2 w''_{02} + \dots + H_n w''_{0n}}{H - H_{\text{до}}}, \quad (6.3)$$

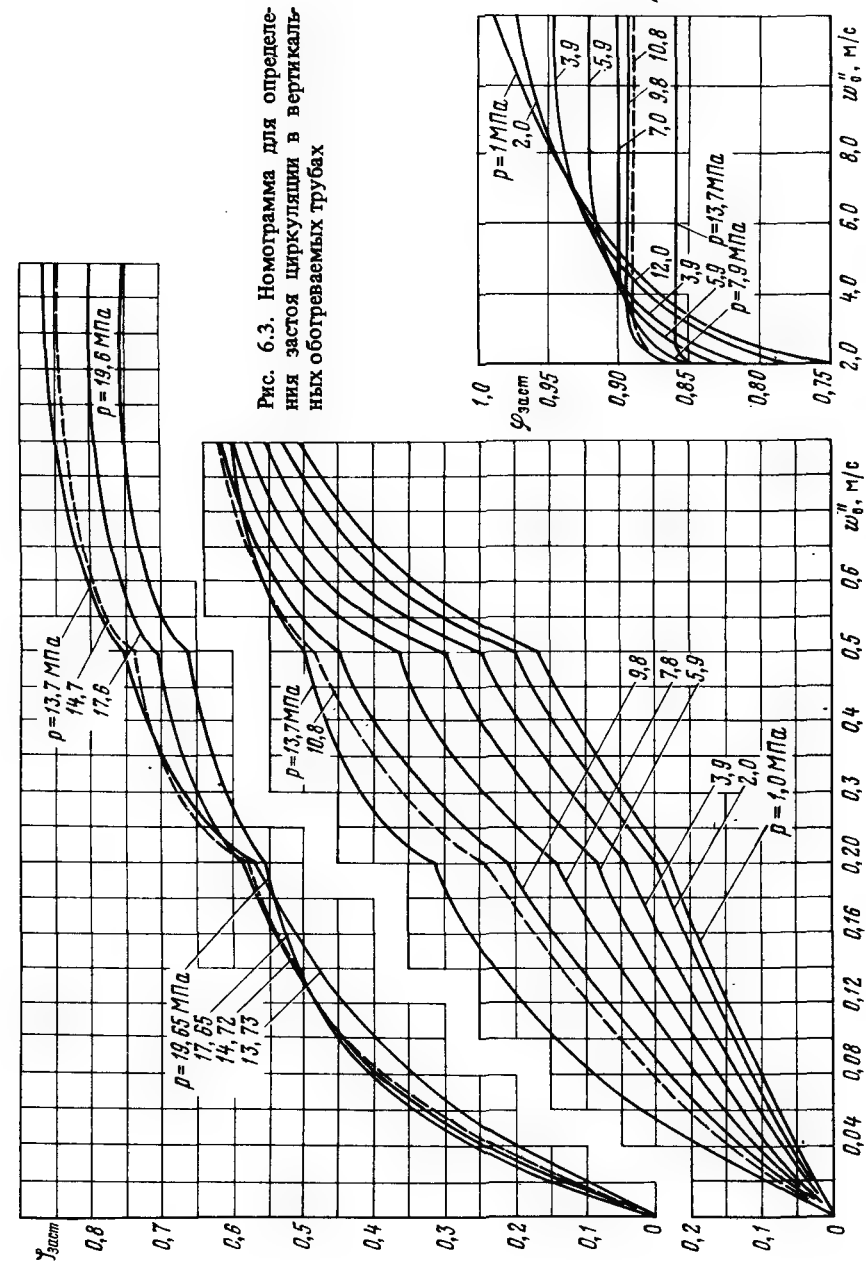


Рис. 6.3. Номограмма для определения застоя циркуляции в вертикальных обогреваемых трубах

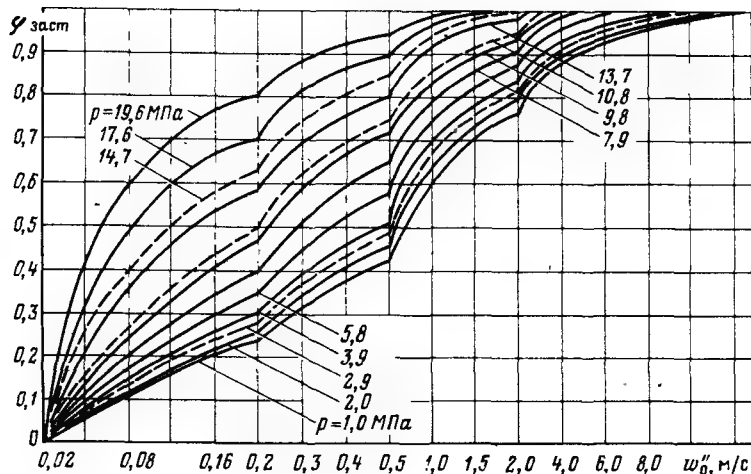


Рис. 6.4. Номограмма для определения застоя циркуляции в вертикальных необогреваемых трубах

или

$$w_{0\text{эл}}'' = \frac{H_1 \bar{x}_1 + H_2 \bar{x}_2 + \dots + H_n \bar{x}_n}{H - H_{\text{до}}} \frac{w_m}{\rho''}, \quad (6.4)$$

где $w_{01}'', w_{02}'', \dots, w_{0n}''$ — средние приведенные скорости пара в участках, м/с; $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n$ — средние массовые паросодержания в участках; $H - H_{\text{до}}$ — полная высота паросодержащей части элемента, м; $H_1, H_2, \dots, H_n$ — высота паросодержащих участков элемента, м; w_m — массовая скорость в элементе, кг/(м² · с).

В том случае, когда элемент включает в себя обогреваемую и необогреваемую части (более 15% обогреваемой высоты элемента), расчет ведется по уравнению

$$S_{\text{заст}} = (H_{\text{об}} \bar{\varphi}_{\text{заст}} + H_{\text{необ}} \varphi_{\text{заст}}) g (\rho' - \rho''), \quad (6.5a)$$

где $H_{\text{об}}, H_{\text{необ}}$ — высоты обогреваемой и необогреваемой частей; $\bar{\varphi}_{\text{заст}}$ — среднее напорное паросодержание в слабо обогреваемой трубе, определяемое по номограмме рис. 6.3; $\varphi_{\text{заст}}$ — напорное паросодержание в необогреваемой части слабо обогреваемой трубы, определяемое по номограмме рис. 6.4; x_n, x_k — массовое паросодержание в начале и в конце элемента.

Принимается, что в контуре будет отсутствовать застой циркуляции, если

$$S_{\text{заст}}/S_{\text{расч}} > 1,1(1,2). \quad (6.5)$$

Полезный напор опрокидывания в соответствии с номограммой на рис. 6.5 определяется по формуле

$$S_{\text{опр}} = S_{\text{опр}}^{\text{уд}} (H - H_{\text{по}}), \quad (6.6)$$

где $S_{\text{опр}}^{\text{уд}}$ — удельный полезный напор опрокидывания, определяемый по номограмме рис. 6.5; H — полная высота элемента, на котором рассматривается возможность опрокидывания циркуляции, м; $H_{\text{по}}$ — высота трубы после обогреваемого участка, м.

При использовании номограммой (рис. 6.5) расчетные приведенные скорости пара принимаются

$$w_0'' = (\eta_{\text{т}}^{\text{мин}} - \Delta \eta_{\text{т}}^{\text{мин}}) \eta_{\text{к}}^{\text{мин}} w_{0\text{ср}}'' - \Delta w_0'', \quad (6.7)$$

где $\Delta w_0'' = \frac{\partial h'}{\partial p} S_{\text{опр}} \rho'$ составляет поправку, учитывающую уменьшение приведенной скорости по длине трубы при опускном движении среды, вследствие того, что давление по высоте трубы увеличивается и часть пара конденсируется.

Нетрудно видеть, что при использовании номограммы, представленной на рис. 6.5, для определения $S_{\text{опр}}^{\text{уд}}$ надо знать w_0'' , которая определяется по формуле (6.7) с поправкой $\Delta w_0''$. Для определения этой поправки надо знать $S_{\text{опр}}$. Таким образом, для окончательного определения $S_{\text{опр}}$ придется пользоваться методом последовательных приближений для выбора $\Delta w_0''$, т. е. задаваться ее значением, определять $S_{\text{опр}}$, а затем проверять выбранное значение $\Delta w_0''$. Для предварительной оценки $\Delta w_0''$ можно пользоваться данными, приведенными на рис. 6.6.

Отношение полного коэффициента гидравлического сопротивления к высоте элемента, в котором определяется опрокидывание, подсчитывается по уравнению

$$z/H = (\lambda_0 l + \Sigma \xi_m)/H. \quad (6.8)$$

Принимается, что опрокидывание циркуляции будет отсутствовать, если

$$S_{\text{опр}}/S_{\text{расч}} > 1,1(1,2). \quad (6.9)$$

Все рассмотренное выше указывает на то, что для предотвращения опрокидывания и застоя циркуляции в слабо обогреваемых трубах звена необходимо, чтобы расчетный полезный напор был всегда ниже, чем полезные напоры застоя и опрокидывания циркуляции.

Для предотвращения свободного уровня в трубах, присоединенных к барабану выше уровня воды, в нем необходимо обеспечить

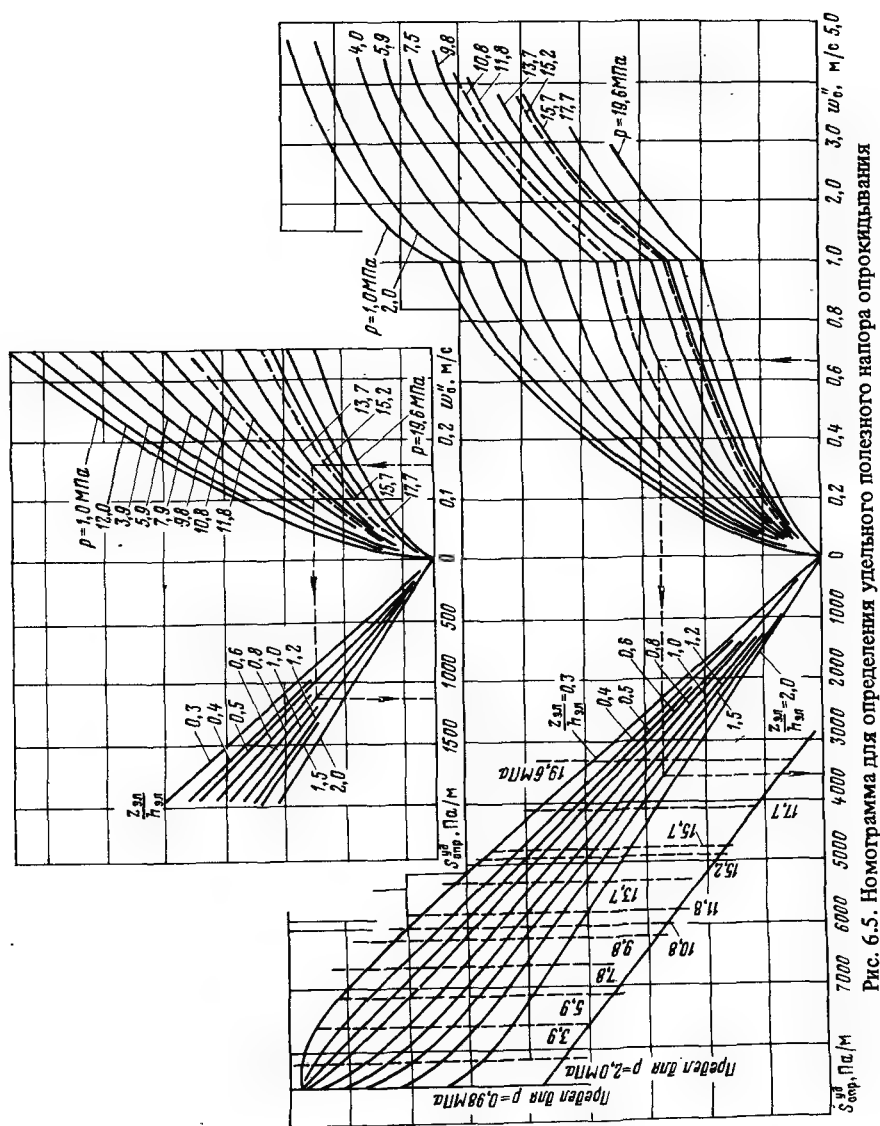


Рис. 6.5. Номограмма для определения полезного напора опрокидывания

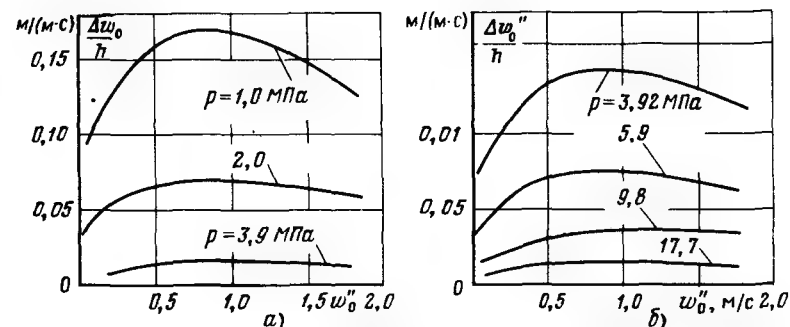


Рис. 6.6. Поправка к приведенной скорости пара при опрокидывании циркуляции:
а – при $p=0,98 \div 3,92$; б – при $p=3,92 \div 17,65$ МПа

условие

$$(S_{\text{заст}} - \Delta p_{\text{прев}})/S_{\text{расч}} > 1,1(1,2). \quad (6.10)$$

Здесь $\Delta p_{\text{прев}}$ определяется по уравнению (3.54); при этом объемное паросодержание принимается равным $\varphi_{\text{заст}}$ определяемое по рис. 6.4.

6.4. Условия, обеспечивающие отсутствие нарушения работы опускных звеньев контура

При рассмотрении материалов, изложенных в предыдущих параграфах настоящей главы и гл. 5, видно, что при повышении сопротивлений опускного звена увеличивается расчетный напор циркуляции, а следовательно, увеличивается опасность возникновения застоя и опрокидывания циркуляции. Поэтому появление в опускных звеньях пароводяной смеси нежелательно, так как при этом происходит увеличение сопротивлений в опускных звеньях. Кроме того, появление пара в нижнем раздающем коллекторе может вызвать неравномерность распределения потоков по трубам подъемного звена, что усугубит опасность возникновения застоя и опрокидывания циркуляции.

Появление паровой фазы в опускных трубах может быть обусловлено механическим сносом пара потоками воды в силу того, что только условно можно считать, будто нижняя часть объема барабана заполняется только водой. На самом деле в водяном объеме содержится то или иное количество пара, которое будет сноситься потоком воды в опускные трубы. Количество пара, уносимое в опускные трубы из водяного объема барабана, зависит от входных условий, давления.

На основании опытных данных ЦКТИ (рис. 6.7) приведены зависимости объемных паросодержаний в опускных трубах $\varphi_{\text{оп}}$, определяемых сносом пара в опускные трубы, которыми можно пользоваться при расчетах.

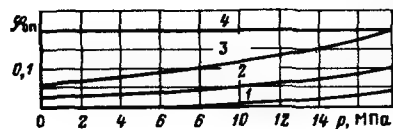


Рис. 6.7. Средние напорные паросодержания в опускных трубах, обусловленные сносом пара из барабана:

1 — при наличии внутрибарабанных циклонов; для паровых котлов с разделительными барабанами; при наличии перегородок в водяном объеме барабана, разделяющих подъемные и опускные трубы, и при скорости воды в барабане менее 0,1 м/с; 2 — при наличии стояков большого диаметра; при размещении под опускными трубами коробов с затопленными выходными сечениями; при наличии в водяном объеме барабана перегородок, разделяющих подъемные и опускные трубы, и при скорости воды в определяющем сечении 0,2 м/с; 3 — при размещении под опускными трубами коробов с незатопленными выходными сечениями; при наличии перед опускными трубами перегородок, меняющих направление потока; при наличии в водяном объеме перегородок, разделяющих подъемные и опускные трубы, и при скорости воды в определяющем сечении 0,3 м/с; 4 — для опускных труб экранов второй и третьей ступеней испарения при любых сепарационных устройствах, кроме циклонов

Рис. 6.8. К вычислению поправки на снос пара из барабана в опускные трубы

В том случае, когда имеется недогрев в верхнем барабане и обогрев опускных труб, с учетом сноса пара из барабана действительное повышение энтальпии в опускных трубах за счет трех этих факторов может быть определено по уравнению

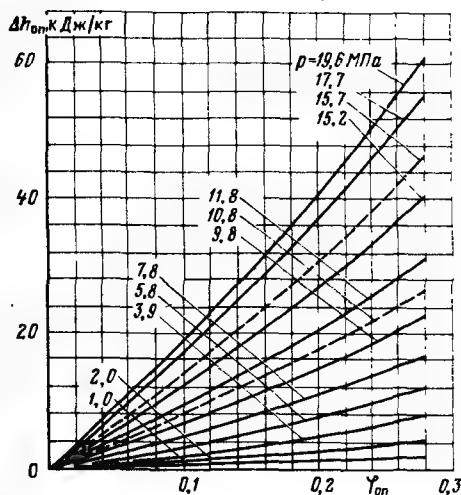
$$\Delta h_{оп\varphi} = \Delta h_{б\varphi} + 0,5\Delta h_{оп} - \Delta h_{б}, \quad (6.11)$$

где $\Delta h_{б\varphi}$ — повышение энтальпии за счет сноса пара из барабана, кДж/кг.

Повышение энтальпии воды за счет наличия в ней пара может быть представлено формулой

$$\Delta h_{\varphi} = \frac{r}{x} = \frac{r}{1 + \frac{1-\varphi}{\varphi} \frac{\rho'}{\rho''}}. \quad (6.12)$$

Пользуясь этой формулой, можно определить $\Delta h_{б\varphi}$, а также, зная действительное повышение энтальпии воды в опускных трубах, подсчи-



танное по формуле (6.12), можно определить действительное паросодержание в опускных трубах. Для облегчения расчетов по формуле (6.12) на рис. 6.8 представлена номограмма.

Наличие пара в опускных трубах вызовет снижение разности нивелирных напоров между опускным и подъемным звеньями, что равносильно снижению движущего напора в контуре на значение

$$\Delta p_{оп\varphi} = \varphi_{оп} H_{оп} g (\rho' - \rho''), \quad (6.13)$$

где $H_{оп}$ — высота опускного звена, м.

При расчетах определяемую разность нивелирных напоров условно относят не к снижению движущего напора, а к сопротивлениям опускного звена, что, вообще говоря, принципиально все равно [см. уравнения (4.5) и (4.6)].

Снос пара в опускные трубы не учитывается, когда опускные трубы присоединены к выносным циклонам, к нижним барабанам, а также к барабанам многобарабанных котлов, в которые непосредственно не вводится пароводяная смесь (например, котлы с предвключенным барабаном) или вводится незначительная ее часть.

При недостаточной высоте столба жидкости над входным отверстием опускных труб возможен захват пара в опускные трубы через вихревые воронки из парового пространства барабана. Это может вызвать серьезное расстройство циркуляции, а поэтому недопустимо. Захват пара опускными трубами будет предотвращен, если относительная высота уровня $H_{ур}/d_{оп}$ будет больше, чем значение этой величины, полученное по рис. 6.9. Здесь $H_{ур}$ — высота уровня воды в барабане над опускными трубами; $d_{оп}$ — внутренний диаметр опускных труб.

При применении жалюзийных решеток над опускными трубами, примеры конструкции которых представлены на рис. 6.10, допустимое значение $H_{ур}/d_{оп}$ может быть уменьшено в 2 раза.

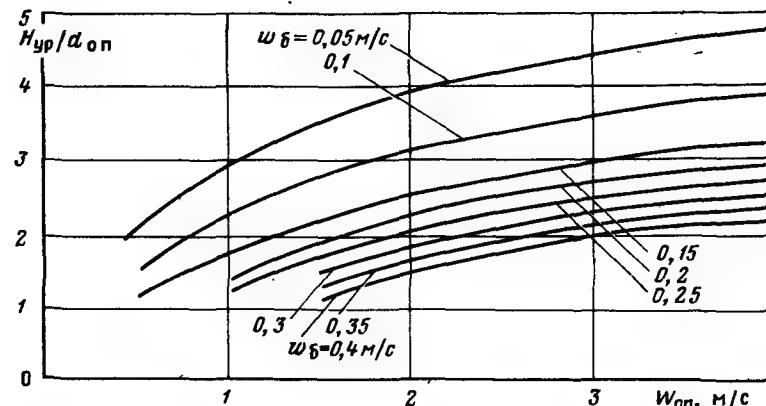


Рис. 6.9. Минимальная высота уровня воды в барабане над опускными трубами

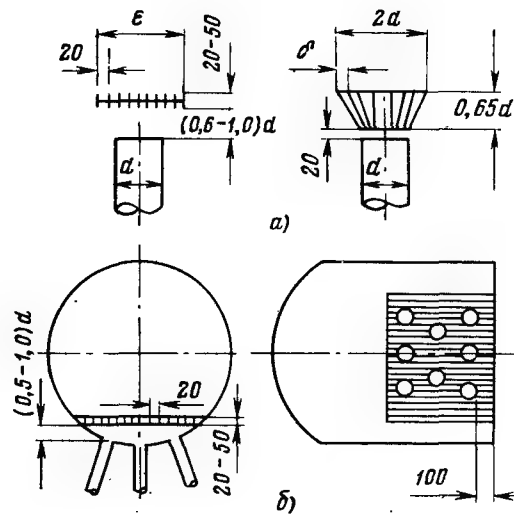


Рис. 6.10. Схема установки жалюзийных решеток над опускными трубами:

a — над единичной трубой; $б$ — над группой труб;
 $\epsilon = 2d$, но не менее 200 мм;
 $\delta = 0,17d$, но не менее 20 мм

Если не учитывать захват пара из барабана, вода поступает в опускные трубы или в состоянии насыщения, или несколько недогретой до кипения. Давление над зеркалом испарения определяется давлением в барабане. Непосредственно у входа в трубы давление будет повышаться на значение гидростатического давления, а на входе в трубы будет происходить резкое снижение давления из-за превращения части статического давления в динамический напор и из-за местных сопротивлений на значение

$$\Delta p_{вх} = (1 + \xi_{м.вх}) \frac{w_{оп}^2}{2} \rho' \quad (6.14)$$

Здесь коэффициент сопротивления на входе $\xi_{м.вх}$ может быть принят равным при прямоугольном входе 0,5 и при коническом переходе или при закругленных входных кромках 0,1.

Если непосредственно за входом будет горизонтальный или слабо наклонный участок трубы, то в конце такого участка будет еще некоторое снижение давления:

$$\Delta p_{гор} = (\lambda_0 l_{гор} + \Sigma \xi_{м}^{гор}) \frac{w_{оп}^2}{2} \rho', \quad (6.15)$$

где $l_{гор}$ — длина горизонтального или слабо наклоненного участка трубы, м; $\Sigma \xi_{м}^{гор}$ — сумма местных сопротивлений на этом участке.

Если суммарное снижение давления во входной части опускного звена будет больше повышения гидростатического давления перед опускными трубами, то на входе в опускные трубы произойдет вскипание воды. Это явление условно принято называть кавитацией. Ка-

витация может вызвать серьезные нарушения циркуляции, поэтому это явление недопустимо. На основании вышесказанного условия бескавитационного режима входа воды в опускные трубы можно выразить так:

$$\Delta p_{вх} + \Delta p_{гор} \leq H_{ур} g \rho' + \frac{\Delta h_6}{\partial h' / \partial p} \quad (6.16)$$

Отсюда, подставляя в неравенство $\Delta p_{вх}$ и $\Delta p_{гор}$ из уравнений (6.14) и (6.15), будем иметь

$$w_{оп} \leq \sqrt{\frac{2g \left(H_{ур} + \frac{\Delta h_6}{\frac{\partial h'}{\partial p} g \rho'} \right)}{1 + \xi_{м.вх} + \lambda_0 l_{гор} + \Sigma \xi_{м}^{гор}}} \quad (6.17)$$

Из анализа этого последнего уравнения вытекают некоторые полезные выводы, которые следует учитывать при конструировании котлов. Кратко рассмотрим их.

При конструировании котлов необходимо стремиться устанавливать опускные трубы в самых нижних точках образующей барабана и по возможности избегать горизонтальных или слабо наклонных участков опускных труб вблизи барабана, так как это может вызвать вскипание в них воды.

Недогрев в барабане равносителен повышению уровня воды в барабане, что позволяет увеличить скорость воды в опускных трубах (уменьшить их сечение) без опасности вскипания воды.

В некоторых конструкциях паровых котлов применяется умеренный нагрев опускных труб, что может иногда способствовать улучшению циркуляции из-за снижения высоты точки закипания и увеличения высоты паросодержащей части контура. Однако в этом случае недопустимо закипание воды в опускном звене, которое может произойти в наиболее обогреваемых трубах.

Повышение энтальпии воды в наиболее обогреваемой трубе опускного пучка будет

$$\Delta h_{оп}^{макс} = \eta_{к}^{макс} (\eta_{т}^{макс} + \Delta \eta_{т}) \Delta h_{оп}, \quad (6.18)$$

где $\Delta h_{оп}$ — средний подогрев воды в опускном пучке, определяемый по уравнению (2.55).

В нижней части такой трубы превышение энтальпии воды по отношению к насыщению будет, кДж/кг:

$$\Delta h' = \Delta h_{оп}^{макс} - m \Delta h_6 - \frac{\partial h'}{\partial p} \left[g \rho' h_{оп} - (\lambda_0 l_{оп} + \Sigma \xi_{м}) \frac{w_{оп}^2}{2} \rho' \right] \quad (6.19)$$

Парообразование в любой трубе опускного звена не будет иметь места, если $\Delta h'$ будет меньше нуля.

Таким образом, необходимо иметь в опускном звене

$$\Delta h_{\text{оп}}^{\text{макс}} \leq m \Delta i_6 + \frac{\partial h'}{\partial p} \left[g \rho' h_{\text{оп}} - (\lambda_0 l_{\text{оп}} + \sum \xi_m) \frac{w_{\text{оп}}^2}{2} \rho' \right]. \quad (6.20)$$

Здесь m — коэффициент неравномерности подачи питательной воды в барабан, который рекомендуется принять: 1) при подаче через трубы с перфорацией 0,7; 2) при подаче через открытые трубы 0,5.

Коэффициент неравномерности обогрева η_{τ} рекомендуется в данном случае принимать равным 1,25.

Подводя некоторые итоги, отметим, что снос пара водяным потоком в опускные трубы учитывается при построении циркуляционных характеристик. После расчета циркуляции проверка надежности работы опускных звеньев ведется на отсутствие захвата пара через вихревые воронки, на отсутствие кавитации и на отсутствие закипания в случае их обогрева.

6.5. Надежность циркуляции при нестационарных режимах

При расчетах циркуляции предполагалось, что давление рабочей среды, паропроизводительность котла, тепловосприятие отдельных контуров циркуляции и другие параметры, определяющие условия гидродинамических режимов, малы и очень медленно изменяются во времени.

В реальных условиях работы станции могут возникнуть значительные колебания в расходах пара, быстрые изменения давления его, обусловливаемые изменениями расхода топлива, питательной воды и пара.

Эти явления, определяющие нестационарную работу парогенераторов, сказываются на надежности циркуляции.

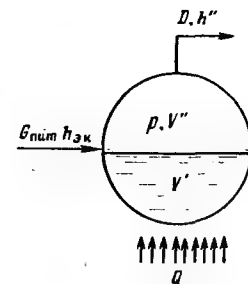
Уравнения материального и теплового баланса котла при нестационарном режиме без учета энергии на сжатие (расширение) пара при изменении давления, принимая котел как объект регулирования с сосредоточенными параметрами (рис. 6.11), можно представить так:

$$(G_{\text{пит}} - D) d\tau = d(\rho' V' + \rho'' V''); \quad (6.21)$$

$$(G_{\text{пит}} h_{\text{эк}} + Q - D h'') d\tau = d(V' h' \rho' + V'' \rho'' h'') + d(G_m C_m t_m). \quad (6.22)$$

Здесь $G_{\text{пит}}$ — расход питательной воды, кг/с; D — расход пара, кг/с; V' , V'' — объемы, занятые водой и паром в барабане и трубной системе котла, м³; $h_{\text{эк}}$ — энтальпия воды после экономайзера, кДж/кг; G_m , C_m , t_m — соответственно масса активного металла, кг, его теплоемкость, кДж/(кг · °С) и температура, °С; τ — время; Q — количество теплоты, подводимой к котлу, кДж/с.

Рис. 6.11. К выводу уравнения динамики для барабанного парового котла



Под активным металлом следует понимать металлические части котла, изменение температуры которых следует безынерционно за изменениями температуры насыщенного пара. ЦКТИ рекомендует относить сюда массу металла парообразующих поверхностей, коллекторов и 50% массы барабана [6].

Энтальпия, плотность и температура являются нелинейными функциями от давления, поэтому уравнения (6.21) и (6.22) являются нелинейными дифференциальными уравнениями, решение которых затруднено. Но учитывая, что при нестационарных режимах большие отклонения в параметрах пара недопустимы, для малых отклонений давлений можно ввести следующую линеаризацию:

$$\left. \begin{aligned} G_{\text{пит}} &= G_{\text{пит}0} + \Delta G; \\ D &= D_0 + \Delta D; \\ h_{\text{эк}} &= h_{\text{эк}0} + \frac{\partial h'}{\partial p} dp; \\ h'' &= h''_0 + \frac{\partial h''}{\partial p} dp. \end{aligned} \right\} \quad (6.23)$$

Кроме того, примем, что для стационарного режима

$$D_{\text{пит}0} = D_0. \quad (6.24)$$

Примем также

$$V' + V'' = V; \quad t_m = t'', \quad (6.25)$$

где V — полный объем пароводяного пространства котла, величина постоянная. Отсюда

$$dV'/d\tau = -dV''/d\tau. \quad (6.26)$$

При этих условиях из системы уравнений (6.21) — (6.26) получим скорость изменения давления, Па/с:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{G_{\text{пит}0} \frac{\partial h'}{\partial p} dp + \Delta Q + \Delta G_{\text{пит}} \left(\frac{\rho''_0 r}{\rho'_0 - \rho''_0} - \Delta h \right)}{V'_0 \left(\rho'_0 \frac{\partial h'}{\partial p} + \frac{r \rho''_0}{\rho'_0 - \rho''_0} \frac{\partial \rho'}{\partial p} \right) + \dots} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-\Delta D \frac{r\rho_0'}{\rho_0' - \rho_0''} - D \frac{\partial h''}{\partial p} dp}{+ V_0'' \left(\rho_0'' \frac{\partial h''}{\partial p} + \frac{r\rho_0'}{\rho_0' - \rho_0''} \frac{\partial \rho''}{\partial p} \right) + C_M G_M \frac{\partial t''}{\partial p}}. \quad (6.27)$$

По Л. С. Шумской [12] члены $\left(G_{\text{пит0}} \frac{\partial h'}{\partial p} - D_0 \frac{\partial h''}{\partial p} \right) dp$ представляют собой саморегулирующую способность котла, малы по сравнению с другими членами, а поэтому ими можно пренебречь.

С учетом этого уравнения в окончательном виде можно записать для $dp/d\tau$, МПа/с:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\Delta Q + \Delta G_{\text{пит}} (\epsilon_1 - \Delta h) - \Delta D \epsilon_2}{(\epsilon_3 V_0' + \epsilon_4 V_0'' + \epsilon_5 G_M) 10^6}, \quad (6.28)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{r\rho_0''}{\rho_0' - \rho_0''}; \\ \epsilon_2 &= \frac{r\rho_0'}{\rho_0' - \rho_0''}; \\ \epsilon_3 &= \frac{r\rho_0''}{\rho_0' - \rho_0''} \frac{\partial \rho'}{\partial p} + \rho_0' \frac{\partial h'}{\partial p}; \\ \epsilon_4 &= \frac{r\rho_0'}{\rho_0' - \rho_0''} \frac{\partial \rho''}{\partial p} + \frac{\partial i''}{\partial p} \rho_0''; \\ \epsilon_5 &= C_M \frac{\partial t''}{\partial p}; \end{aligned} \right\} \quad (6.29)$$

Δh — недогрев воды в экономайзере до кипения.

Нетрудно видеть, что все симплексы $\epsilon_1 - \epsilon_5$ определяются параметрами пара и не зависят ни от конструкции котла, ни от режима его работы. Эти симплексы в зависимости от давления представлены на рис. 6.12.

Полный объем пара в котле

$$V_0'' = V_{\text{з.и.о}}'' + V_6'', \quad (6.30)$$

где $V_{\text{з.и.о}}''$ — объем пара под зеркалом испарения, то есть в системе парообразующих поверхностей, м^3 ; V_6'' — объем парового пространства барабана, м^3 :

$$V_{\text{з.и.о}}'' = \Sigma V_{\text{исп}} \bar{\varphi}, \quad (6.31)$$

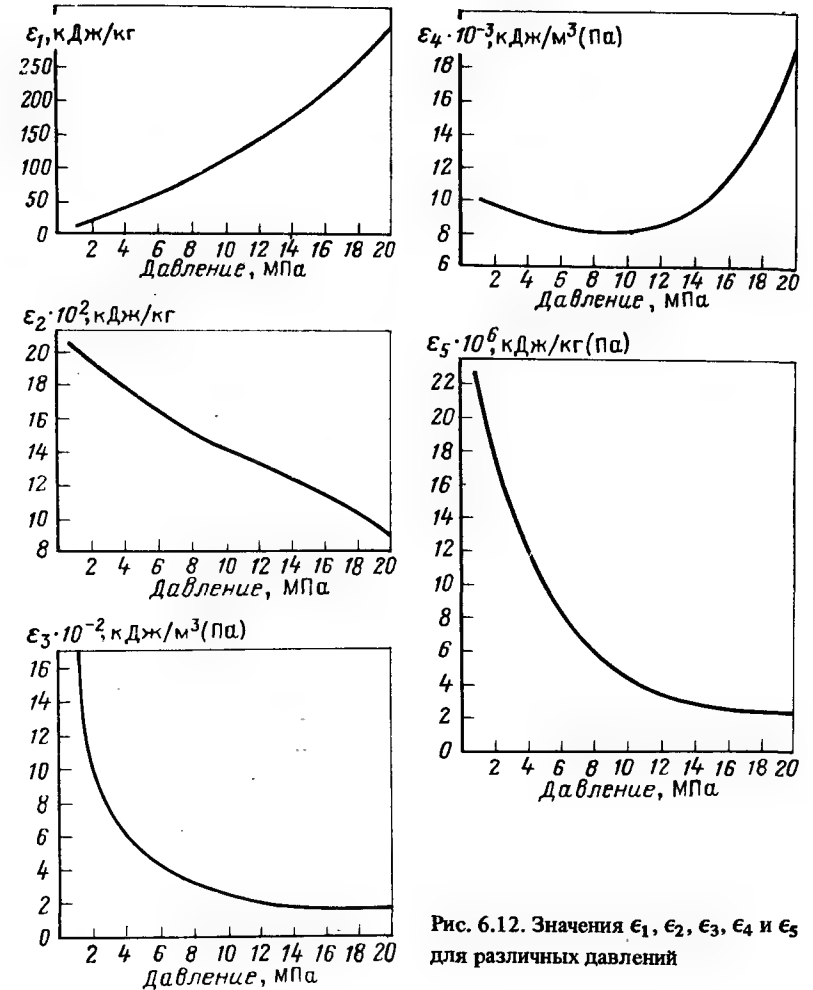


Рис. 6.12. Значения $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \epsilon_4$ и ϵ_5 для различных давлений

где $\Sigma V_{\text{исп}}$ — сумма объемов паросодержащих частей всех контуров, м^3 ; $\bar{\varphi}$ — среднее действительное объемное паросодержание в каждом контуре:

$$V_0' = V - V_0''. \quad (6.32)$$

Анализ уравнения (6.28) показывает, что главное влияние на скорость изменения давления оказывают изменение расхода топлива ΔQ и изменение расхода пара ΔD . Что касается изменения расхода питательной воды, то его значение определяется в значительной степени недогревом воды в экономайзере Δh и во всех случаях влияние его

на скорость изменения давления в котле значительно меньше, чем факторов ΔQ и ΔD . Таким образом, в основном скорость изменения давления в котле определяется двумя основными факторами.

В практике эксплуатации паровых котлов на тепловых электростанциях могут встретиться два экстремальных случая изменения этих факторов.

При аварийном отключении блока прекращается расход пара при номинальном подводе теплоты. В этом случае ΔQ будет равно нулю, а $\Delta D = D$ при номинальной нагрузке будет определять максимальную скорость повышения давления пара. Второй случай: обрыв факела в топке и прекращение горения. В этом случае $\Delta D = 0$, а $\Delta Q = Q$ при номинальной нагрузке будет определять максимальную скорость снижения давления. При других, частичных изменениях как расхода пара, так и расхода топлива (теплоты) скорости снижения или повышения давления всегда будут меньше, чем при этих крайних случаях. Поэтому уравнение, приведенное в Нормативном методе, дано для экстремальных значений в виде

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{Q + G_{\text{пит}}(\epsilon_1 - \Delta h) - D\epsilon_2}{(\epsilon_3 V'_0 + \epsilon_4 V''_0 + \epsilon_5 G_M) 10^6} \quad (6.33)$$

Многочисленные расчеты по уравнению (6.33) максимальных скоростей изменения давления, произведенные ЦКТИ [12], показывают, что они составляют: для высокого, среднего и низкого давления соответственно 0,038–0,045, 0,01–0,03, 0,002–0,003 МПа/с.

Отсюда видно, что нестационарные режимы работы котлов сильнее сказываются на котлах высокого давления, чем на котлах среднего и низкого давления.

Рассмотрим, как влияют изменения давления в котле на надежность циркуляции. В нижнем сечении водоопускного звена при резком снижении давления энтальпия воды на линии насыщения, кДж/кг, уменьшится на

$$\Delta h'_p = \frac{dp}{d\tau} \tau \frac{\partial h'}{\partial p} 10^6. \quad (6.34)$$

Выразим время

$$\tau = l_{\text{оп}} / w_{\text{оп}}. \quad (6.35)$$

При этом

$$\Delta h'_p = \frac{dp}{d\tau} \frac{l_{\text{оп}}}{w_{\text{оп}}} \frac{\partial h'}{\partial p} 10^6. \quad (6.36)$$

С другой стороны, превышение энтальпии насыщения над энтальпией среды в этом же сечении будет

$$\Delta h' = \Delta h_6 + \frac{\partial h'}{\partial p} \left(g \rho' h_{\text{оп}} - z_{\text{оп}} \frac{w_{\text{оп}}^2}{2} \rho' \right) - \Delta h_{\text{оп}} - \Delta h_{\phi} - \frac{C_M G_{\text{м.оп}}}{w_{\text{оп}} F_{\text{оп}} \rho'} \frac{\partial h'}{\partial p} \frac{dp}{d\tau} 10^6. \quad (6.37)$$

Вскипание воды не будет иметь места, если

$$\Delta h'_p < \Delta h'. \quad (6.38)$$

Подставляя в неравенство (6.38) $\Delta h'_p$ и $\Delta h'$ из уравнений (6.36) и (6.37) и разрешая его относительно $dp/d\tau$, найдем условия, при которых в опускных трубах образование пара происходить не будет:

$$\frac{dp}{d\tau} < \frac{\Delta h_6 + g \rho' h_{\text{оп}} \frac{\partial h'}{\partial p} \left(1 - \frac{z_{\text{оп}}}{h_{\text{оп}}} \frac{w_{\text{оп}}^2}{2g} \right) - \Delta h_{\text{оп}} - \Delta h_{\phi}}{\frac{\partial h'}{\partial p} \frac{l_{\text{оп}}}{w_{\text{оп}}} + \frac{C_M G_{\text{м.оп}}}{w_{\text{оп}} F_{\text{оп}} \rho'} \frac{\partial h'}{\partial p}} 10^6, \quad (6.39)$$

где $dp/d\tau$ — максимально возможная скорость снижения давления, МПа/с, определяется по уравнению (6.33); $z_{\text{оп}}$ — полный коэффициент гидравлического сопротивления опускного звена; $G_{\text{м.оп}}$ — масса металла опускного звена, кг.

При скоростях воды в опускных трубах менее 0,6 м/с динамический напор потока будет недостаточным для устойчивого сноса образующегося пара при снижении давления в котле. Поэтому вскипание воды при понижении давления в этих условиях является недопустимым, так как возможно образование паровых пробок в опускных трубах и, следовательно, нарушение циркуляции. При больших скоростях в опускных трубах будет происходить снос паровых пузырей потоком воды, и поэтому опасность появления паровых пробок исключается. Но при этом увеличивается опасность застоя и опрокидывания циркуляции по следующим причинам.

При резком снижении давления увеличивается средняя скорость пара в подъемных звеньях за счет дополнительного пара, образующегося из-за понижения давления, в том числе и в слабо обогреваемых трубах. Из рис. 6.3 и 6.5 видно, что как напор застоя, так и напор опрокидывания повышаются. В то же время повышается сопротивление опускного звена за счет пара, образующегося в опускном звене при падении давления. Представим себе теперь, что мы имеем контур циркуляции, приведенный на рис. 6.13. Подъемное звено контура состоит из двух частей: первая часть из участков от нижнего коллектора до промежуточного коллектора и вторая часть из участков от промежуточного коллектора до барабана. Как было сказано ранее, суммарный полезный напор циркуляции, возникающий в обеих частях подъемного звена, затрачи-

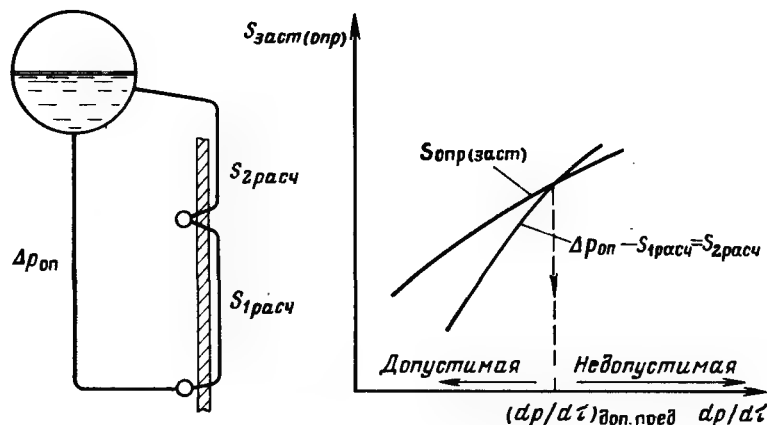


Рис. 6.13. Графоаналитический метод определения допустимой скорости изменения давления в контуре барабанного котла по условиям отсутствия застоя или опрокидывания циркуляции

вается на преодоление сопротивлений опускного звена:

$$\Delta p_{\text{оп}} = S_{1\text{расч}} + S_{2\text{расч}}. \quad (6.40)$$

Отсюда

$$S_{1\text{расч}} = \Delta p_{\text{оп}} - S_{2\text{расч}}. \quad (6.41)$$

Как ранее говорилось, полезный напор застоя или опрокидывания циркуляции должен быть всегда выше полезного напора, возникающего в той части подъемного звена, в котором производится проверка на застой или опрокидывание циркуляции (уравнения 6.5 и 6.9). При равенстве этих напоров будет иметь место либо застой, либо опрокидывание циркуляции. Если теперь мы проверяем первую часть подъемного звена на застой и опрокидывание циркуляции, то застой или опрокидывание будет иметь место при

$$S_{\text{опр(заст)}} = S_{1\text{расч}} = \Delta p_{\text{оп}} - S_{2\text{расч}}. \quad (6.42)$$

Если проверка на застой и опрокидывание ведется во второй части подъемного звена, то соответственно

$$S_{\text{опр(заст)}} = S_{2\text{расч}} = \Delta p_{\text{оп}} - S_{1\text{расч}}. \quad (6.43)$$

А теперь если мы построим зависимость левых и правых частей уравнений (6.42) и (6.43) от скорости падения давления (рис. 6.13), то точка пересечения этих кривых дает нам предельно допустимую скорость изменения давления по условиям застоя или опрокидывания циркуляции.

Напоры застоя и опрокидывания циркуляции при падении давления определяются по методам, изложенным в § 6.3. Необходимая для этого средняя приведенная скорость пара определяется

$$\bar{w}_0'' = \bar{w}_{\text{ост}}'' + \frac{1}{2} \Delta w_0'', \quad (6.44)$$

где $\bar{w}_{\text{ост}}''$ — средняя приведенная скорость пара в наименее обогреваемой трубе при стационарном режиме, определяемая по уравнению (6.2), м/с; $\Delta w_0''$ — приращение приведенной скорости пара в наименее обогреваемой трубе вследствие понижения давления, м/с,

$$\Delta w_0'' = \frac{\Delta Q_{\text{тр}}}{r f_{\text{тр}} \rho''}, \quad (6.45)$$

где $\Delta Q_{\text{тр}}$ — количество теплоты, поступившей для парообразования в наименее обогреваемую трубу, кДж/с; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг; $f_{\text{тр}}$ — сечение трубы, м².

Количество теплоты, выделившееся в наименее обогреваемой трубе при падении в ней давления,

$$\Delta Q_{\text{тр}} = \left[f_{\text{тр}} (1 - \bar{\varphi}_{\text{ст}}) \rho' l_{\text{тр}} \frac{\partial h'}{\partial p} + C_{\text{т}} G_{\text{мтр}} \frac{\partial t''}{\partial p} \right] \frac{dp}{dt}, \quad (6.46)$$

где $\bar{\varphi}_{\text{ст}}$ — среднее объемное паросодержание в трубе при стационарном режиме; $l_{\text{тр}}$ — полная длина наименее обогреваемой трубы, м; $\partial h'/\partial p$ — изменение энтальпии на линии насыщения, кДж/кг, при изменении давления на 1 МПа; $G_{\text{мтр}}$ — масса металла наименее обогреваемой трубы, кг; $\partial t''/\partial p$ — изменение температуры на линии насыщения при изменении давления на 1 МПа.

Как ранее было указано, комплекс $C_{\text{м}} \frac{\partial t''}{\partial p} = \epsilon_s$ может быть определен по рис. 6.12.

Таким образом, задаваясь различными скоростями падения давления (не менее трех значений), подсчитываем $S_{\text{опр(заст)}} = f(dp/dt)$. На основании этих расчетов строится эта зависимость (см. рис. 6.13).

Сопротивление опускных труб при падении давления определяется

$$\Delta p_{\text{оп.н}} = \Delta p_{\text{оп.н}} + \bar{\varphi}_{\text{оп}}'' (\rho' - \rho'') g H_{\text{оп.н}}, \quad (6.47)$$

где $\Delta p_{\text{оп.н}}$ — сопротивление опускного звена при стационарном режиме с учетом сноса пара из барабана, определяется по формуле (3.55), Па; $H_{\text{оп.н}}$ — полная высота опускного звена, м; $\bar{\varphi}_{\text{оп}}''$ — доля объема опускных труб, занятая паром, образующимся при понижении давления.

Массовое паросодержание в опускном звене при вскипании

$$x_{\text{оп}} = (\Delta h_p' - \Delta h')/r, \quad (6.48)$$

где $\Delta h_p'$ и $\Delta h'$ определяются по уравнениям (6.36) и (6.37).

Задаваясь различными скоростями снижения давления (лучше теми же, что и при построении кривой $S_{\text{опр(заст)}}$), можно построить зависимость $\Delta p_{\text{опн}}$ от $dp/d\tau$, найти абсциссу точки пересечения двух кривых, которая, как было указано выше, является предельно допустимой скоростью снижения давления по условиям застоя и опрокидывания циркуляции. Для того чтобы исключить застой или опрокидывание циркуляции, определенная таким образом скорость снижения давления должна быть больше скорости снижения давления, подсчитанной по уравнению (6.33).

Нарушение нормальной циркуляции может возникнуть и при быстром повышении давления в барабане, вследствие того что при этом повышается температура кипения и часть теплоты, подводимой к поверхности нагрева, будет затрачена на нагрев воды до кипения и увеличение температуры стенки трубы, т. е. аккумулируется в воде и металле.

Эффективное тепловосприятие, кВт, наименее обогреваемой трубы, в которой возможны застой и опрокидывание циркуляции,

$$Q_{\text{эф}} = \bar{q}_l (\eta_{\text{т}}^{\text{мин}} - \Delta \eta_{\text{т}}) \eta_{\text{к}}^{\text{мин}} l_{\text{тр}} - Q_{\text{акк}}, \quad (6.49)$$

где $\bar{q}_l$ — средний тепловой поток, отнесенный к 1 м длины трубы, кВт/м; $l_{\text{тр}}$ — длина слабо обогреваемой трубы, м.

Средний тепловой поток, отнесенный к длине трубы, кВт/м,

$$\bar{q}_l = q_i H_i / \Sigma l, \quad (6.50)$$

где q_i — средняя тепловая нагрузка данного контура, кВт/м²; H_i — суммарная поверхность нагрева элемента, м²; Σl — суммарная длина всех обогреваемых труб элемента, м.

Количество аккумулированной водой теплоты, кВт, в слабо обогреваемой трубе при повышении давления

$$Q_{\text{акк}} = f_{\text{тр}} (1 - \bar{\varphi}_{\text{ст}}) \rho' l_{\text{тр}} \frac{\partial h'}{\partial p} \frac{dp}{d\tau} + C_{\text{м}} G_{\text{мтр}} \frac{\partial t''}{\partial p} \frac{dp}{d\tau}. \quad (6.51)$$

Для обеспечения надежной работы испарительных поверхностей необходимо, чтобы

$$Q_{\text{эф}} > Q_{\text{опр(заст)}}, \quad (6.52)$$

где $Q_{\text{опр(заст)}}$ — тепловосприятие наименее обогреваемой трубы при застое или опрокидывании циркуляции.

Подставляя в неравенство (6.52) значение $Q_{\text{эф}}$ из уравнений (6.42) и (6.51) и разрешая его относительно $dp/d\tau$, получаем

$$\frac{dp}{d\tau} < \frac{\bar{q}_l (\eta_{\text{т}}^{\text{мин}} - \Delta \eta_{\text{т}}) l_{\text{тр}} \eta_{\text{к}}^{\text{мин}} - Q_{\text{опр(заст)}}}{f_{\text{тр}} (1 - \bar{\varphi}_{\text{ст}}) \rho' l_{\text{тр}} \frac{\partial h'}{\partial p} + C_{\text{м}} G_{\text{мтр}} \frac{\partial t''}{\partial p}}, \quad (6.53)$$

где $dp/d\tau$ определяется из уравнения (6.33).

Тепловосприятия в слабо обогреваемой трубе при застое или опрокидывании можно определить как

$$Q_{\text{опр(заст)}} = \bar{w}_0'' \rho'' r f_{\text{тр}}, \quad (6.54)$$

где $\bar{w}_0''$ — приведенная скорость пара в слабо обогреваемой трубе при застое или опрокидывании циркуляции.

Приведенная скорость пара в слабо обогреваемой трубе при застое циркуляции определяется по номограмме рис. 6.3. При этом объемное паросодержание при застое.

$$\varphi_{\text{заст}} = \frac{S_{\text{расч}}}{g H_{\text{об}} (\rho' - \rho'')}, \quad (6.55)$$

где $S_{\text{расч}}$ — расчетный полезный напор обогреваемого звена при стационарном режиме, Па; $H_{\text{об}}$ — высота обогреваемой части подъемного звена, м.

Приведенная скорость пара в слабо обогреваемой трубе при опрокидывании циркуляции определяется по номограмме рис. 6.5. При этом удельный напор опрокидывания

$$S_{\text{опр}}^{\text{уд}} = S_{\text{расч}} / H_{\text{об}}. \quad (6.56)$$

Вопросы, связанные с проверкой допустимых температурных режимов, будут рассмотрены в гл. 11.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ СРЕДЫ

Глава седьмая

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОГРЕВАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

7.1. Стабильная и нестабильная характеристики

Рассмотрим вначале зависимость величины потерь давления от трения в парогенерирующем змеевике при входе в него воды, недогретой до кипения ($i_{\text{вх}} < i'$), и при выходе влажного пара ($i_{\text{вых}} < i''$), что соответствует условиям работы НРЧ в прямоточных котлах при докритическом давлении. Потери давления от трения, Па,

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{L_{\text{ЭК}}}{d} \frac{w_m^2}{2\rho'} + \xi \frac{L - L_{\text{ЭК}}}{d} \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{x}\bar{\psi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (7.1)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления трения гомо-

генного потока; $\bar{\psi}$ — относительный коэффициент гидравлического сопротивления пароводяной смеси (определяется по номограмме на рис. 3.7); d — внутренний диаметр трубы, м; L , $L_{\text{ЭК}}$ — общая длина змеевика и длина экономайзерного участка, м.

Уравнение теплового баланса для экономайзерного участка, на котором происходит нагрев воды до кипения, имеет вид

$$\pi d L_{\text{ЭК}} \bar{q} = \frac{\pi d^2}{4} w_m \Delta h_{\text{ВХ}}, \quad (7.2)$$

где $\bar{q}$ — средняя удельная тепловая нагрузка, постоянная по длине змеевика, кВт/м²; $\Delta h_{\text{ВХ}} = h' - h_{\text{ВХ}}$ — недогрев воды до кипения на входе, кДж/кг; $L_{\text{ЭК}}$, d — длина и внутренний диаметр экономайзерного участка, м. Отсюда

$$L_{\text{ЭК}} = \frac{d \Delta h_{\text{ВХ}} w_m}{4 \bar{q}}. \quad (7.3)$$

Уравнение теплового баланса для всего змеевика

$$\pi d L \bar{q} = \frac{\pi d^2}{4} w_m (\Delta h_{\text{ВХ}} + \Delta h_{\text{ВЫХ}}), \quad (7.4)$$

где $\Delta h_{\text{ВЫХ}} = h_{\text{ВЫХ}} - h'$. Отсюда

$$\Delta h_{\text{ВЫХ}} = \frac{4 L \bar{q}}{w_m d} - \Delta h_{\text{ВХ}}; \quad (7.5)$$

$$x_{\text{ВЫХ}} = \frac{\Delta h_{\text{ВЫХ}}}{r} = \frac{4 L \bar{q}}{r w_m d} - \frac{\Delta h_{\text{ВХ}}}{r}. \quad (7.6)$$

Здесь r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Среднее массовое паросодержание для испарительного участка

$$\bar{x} = \frac{1}{2} x_{\text{ВЫХ}} = \frac{2 L \bar{q}}{r w_m d} - \frac{\Delta h_{\text{ВХ}}}{2r}. \quad (7.7)$$

При подстановке $L_{\text{ЭК}}$ и $\bar{x}$ из уравнений (7.3) и (7.7) в уравнение (7.1) после несложных алгебраических преобразований получим

$$\Delta p_{\text{ТР}} = A w_m^3 + B w_m^2 + C w_m, \quad (7.8)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\xi \bar{\psi} \Delta h_{\text{ВХ}}^2}{16 \bar{q} r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right); \\ B &= \frac{\xi L}{2 d \rho'} \left[1 - \frac{\bar{\psi} \Delta h_{\text{ВХ}}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]; \end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

$$C = \frac{\xi L^2 \bar{q} \bar{\psi}}{d^2 r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right).$$

Выразим массовую скорость через расход среды:

$$w_m = G/f, \quad (7.10)$$

где G — массовый расход среды, кг/с; f — площадь живого сечения, м².

Кроме того, примем суммарную тепловую нагрузку змеевика, кВт,

$$Q = \bar{q} H = \pi d L \bar{q}. \quad (7.11)$$

Подставляя в уравнение (7.8) значение w_m , с учетом уравнения (7.11) можно получить уравнение в том виде, как оно было получено П. А. Петровым [13]:

$$\Delta p_{\text{ТР}} = \frac{A_1}{Q} G^3 + B_1 G^2 + C_1 Q G, \quad (7.12)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{4 \xi \bar{\psi} \Delta h_{\text{ВХ}}^2 L}{\pi^2 d^5 r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right); \\ B_1 &= \frac{8 \xi L}{\pi^2 d^5 r \rho'} \left[1 - \frac{\bar{\psi} \Delta h_{\text{ВХ}}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]; \\ C_1 &= \frac{4 \xi L \bar{\psi}}{\pi^2 d^5 r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right). \end{aligned} \right\} \quad (7.13)$$

Уравнения (7.8) и (7.12) называются уравнениями гидродинамической характеристики обогреваемого змеевика при принудительном движении среды. Эти характеристики выражаются уравнениями кубической параболы относительно массовой скорости (расхода) среды. Коэффициенты A и C всегда положительны. Что касается коэффициента, выражающегося комплексом B , то он может быть как положительным, так и отрицательным. Отрицательное значение он будет иметь при

$$\Delta h_{\text{ВХ}} > \frac{r}{\bar{\psi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)}. \quad (7.14)$$

Как известно, графически уравнение кубической параболы изображается в первом и третьем квадрантах декартовых координат. Рассмотрим параболу в первом квадранте.

Уравнение кубической параболы может иметь один или три действительных корня. В первом случае каждому перепаду давления будет

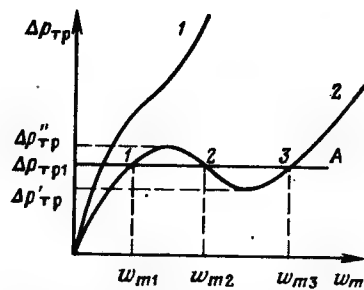


Рис. 7.1. Гидродинамическая характеристика парообразующего змеевика:

1, 2 — стабильная и нестабильная характеристики

соответствовать одна массовая скорость, а характеристика, имеющая физический смысл только в первом квадранте, будет выражаться кривой 1 (рис. 7.1); во втором случае в пределах определенных значений $\Delta p_{тр}$ каждому перепаду давлений будут отвечать три массовые скорости, а характеристика будет выражаться кривой 2. Первая характеристика называется стабильной или однозначной, а вторая — нестабильной или многозначной.

При параллельном включении нескольких змеевиков, имеющих нестабильные характеристики в пределах изменения перепадов давлений от $\Delta p'_{тр}$ до $\Delta p''_{тр}$ (рис. 7.1) между раздающим и собирающими коллекторами, возможны различные массовые скорости в отдельных змеевиках, а следовательно, и различные расходы среды в единицу времени. Это будет вызывать неодинаковые энтальпии и температуры среды на выходе из змеевиков, что недопустимо. Так, при перепаде давлений между коллекторами $\Delta p_{тр1}$ линия постоянного перепада (линия A) пересекает нестабильную характеристику 2 в трех точках: 1, 2 и 3. Это означает, что в любом из параллельно включенных змеевиков могут наблюдаться с одинаковой вероятностью массовые скорости w_{m1} , w_{m2} и w_{m3} .

При нестабильной гидродинамической характеристике кривая 2 имеет два экстремальных значения. Абсциссы экстремумов, как известно, определяются приравниванием нулю первой производной от функции. Для нашего случая

$$\frac{d\Delta p_{тр}}{dw_m} = 3Aw_m^2 + 2Bw_m + C = 0. \quad (7.15)$$

Отсюда

$$w_{mэк} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 3AC}}{3AC}. \quad (7.16)$$

Отсутствие экстремума, т. е. стабильного значения гидродинамической характеристики, определяется отсутствием действительных корней, что имеет место при

$$B^2 \leq 3AC. \quad (7.17)$$

Подстановка в неравенство (7.17) A, B, C приводит к квадратному уравнению, решив которое и отбросив значение корня, не имеющего физического смысла, можно получить, кДж/кг:

$$\Delta h_{вх} \leq \frac{7,46r}{\bar{\psi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)}. \quad (7.18)$$

При $\bar{\psi} = 1$

$$\Delta h_{вх} \leq \frac{7,46r}{\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)}. \quad (7.19)$$

Впервые неравенство (7.19) было получено П. А. Петровым [13]. Из (7.19) можно сделать несколько очень важных выводов:

1) с повышением давления недогрев до кипения, допустимый по условиям получения стабильной характеристики, возрастает вследствие того, что числитель в левой части неравенства с увеличением давления убывает медленнее, чем знаменатель;

2) увеличение температуры питательной воды перед поверхностью, а следовательно, снижение недогрева делают гидродинамическую характеристику более стабильной;

3) установка промежуточного коллектора вблизи зоны начала парообразования может значительно улучшить стабильность гидродинамической характеристики обогреваемого змеевика.

7.2. Влияние тепловой нагрузки на гидродинамическую характеристику парогенерирующего змеевика

В уравнении (7.4) значение

$$\Delta h_{вх} + \Delta h_{вых} = \Delta h \quad (7.20)$$

представляет собой повышение энтальпии во всем змеевике. Таким образом, уравнение (7.4) можно переписать:

$$\pi d L \bar{q} = \frac{\pi d^2}{4} w_m \Delta h, \quad (7.21)$$

где Δh — перепад энтальпии в змеевике. Отсюда

$$w_m = \frac{4L\bar{q}}{\Delta h d}. \quad (7.22)$$

Подставим это значение w_m в уравнение (7.8). При этом после сложных преобразований получим

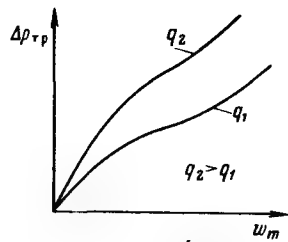


Рис. 7.2. Гидродинамические характеристики змеевиков при различных тепловых нагрузках

$$\Delta p_{тр} = \frac{8\zeta L^3}{d^3 \rho' \Delta h^3} (\bar{q})^2 \left\{ \frac{\bar{\psi} \Delta h_{вх}^2}{2r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) + \right. \\ \left. + \Delta h \left[1 - \frac{\bar{\psi} \Delta h_{вх}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] + \frac{\bar{\psi} \Delta h^2}{2r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right\}. \quad (7.23)$$

Из этого уравнения видно, что при постоянном Δh сопротивление парообразующего змеевика будет изменяться пропорционально квадрату изменения удельной тепловой нагрузки. Расчеты по (7.8) показывают, что однозначные гидродинамические характеристики парообразующих змеевиков, имеющих большие тепловые нагрузки при неизменных входных значениях энтальпии и конструктивных характеристик змеевиков, при тех же самых массовых скоростях будут лежать выше, чем при меньших тепловых нагрузках (рис. 7.2).

7.3. Влияние местных сопротивлений на гидродинамическую характеристику

До сих пор мы рассматривали гидродинамические характеристики, только учитывая сопротивления от трения. Рассмотрим теперь влияние на гидродинамические характеристики местных сопротивлений.

Местные сопротивления, расположенные вблизи входа,

$$\Delta p_{м.вх} = \Sigma \xi_{м.вх} \frac{w_m^2}{2} \nu, \quad (7.24)$$

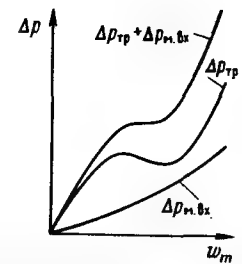
где ν — удельный объем среды, $\text{м}^3/\text{кг}$; $\Sigma \xi_{м.вх}$ — сумма коэффициентов местного сопротивления.

Суммарное сопротивление обогреваемого змеевика с учетом местных сопротивлений

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.вх} = A w_m^3 + \left(B + \Sigma \xi_{м.вх} \frac{\nu}{2} \right) w_m^2 + C w_m. \quad (7.25)$$

Как видно из уравнения (7.25), местные сопротивления на входе в змеевики (или вблизи входа) увеличивают коэффициент перед квадратом массовой скорости и приближают гидродинамическую харак-

Рис. 7.3. Влияние местных сопротивлений на гидродинамическую характеристику обогреваемого змеевика



теристику к стабильности. Влияние местных сопротивлений на гидродинамическую характеристику змеевика хорошо иллюстрируется рис. 7.3, из которого видно, что при графическом сложении сопротивлений от трения $\Delta p_{тр}$ и местных сопротивлений $\Delta p_{м.вх}$ получается гидродинамическая характеристика $\Delta p_{тр} + \Delta p_{м.вх}$ более приближающаяся к стабильной.

Одним из способов стабилизации гидродинамической характеристики змеевика является установка шайбы на входе среды в змеевик (шайбование).

Перепад давления в шайбе, установленной на входе в змеевик, представляющий собой местное сопротивление, может быть выражен уравнением

$$\Delta p_{ш} = \xi_{ш} \frac{w_{мш}^2}{2\rho}, \quad (7.26)$$

где $w_{мш}$ — массовая скорость в узком сечении шайбы, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $\xi_{ш}$ — коэффициент сопротивления шайбы, определяется по диаграмме в приложении.

Массовую скорость в узком сечении шайбы можно выразить

$$w_{мш} = w_m (d/d_{ш})^2, \quad (7.27)$$

где d , $d_{ш}$ — диаметр змеевика и шайбы соответственно, м ; w_m — массовая скорость в змеевике, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При этом

$$\Delta p_{ш} = \xi_{ш} \left(\frac{d}{d_{ш}} \right)^4 \frac{w_m^2}{2\rho}, \quad (7.28)$$

а уравнение гидродинамики зашайбованного змеевика будет

$$\Delta p_{ш.з} = A w_m^3 + B_{ш} w_m^2 + C w_m, \quad (7.29)$$

где

$$B_{ш} = B + \frac{\xi_{ш}}{2\rho} \left(\frac{d}{d_{ш}} \right)^4.$$

Для того чтобы определить необходимый диаметр шайбы, при котором гидродинамическая характеристика змеевика будет однозначной

(не имеющей экстремальных значений w_m), возьмем первую производную от уравнения (7.29) и приравняем ее нулю. При этом получим

$$3Aw_m^2 + 2B_{ш}w_m + C = 0. \quad (7.30)$$

Отсюда

$$w_m = \frac{-B_{ш} \pm \sqrt{B_{ш}^2 - 3AC}}{3AC}. \quad (7.31)$$

Как известно, экстремальные значения w_m будут отсутствовать, если будет не больше одного действительного корня уравнения (7.30), что соответствует по (7.31) условию

$$B_{ш}^2 \leq 3AC \quad (7.32)$$

или

$$\left[B + \frac{\xi_{ш}}{2\rho} \left(\frac{d}{d_{ш}} \right)^4 \right]^2 \leq 3AC. \quad (7.33)$$

Отсюда, подставив в неравенство (7.33) значения A , B и C из уравнений (7.9), после алгебраических преобразований получим размер шайбы

$$d_{ш} \leq \frac{d}{\sqrt[4]{\frac{\xi}{\xi_{ш}} \frac{L}{d} \left[0,134 \frac{\psi \Delta i_{вх}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) - 1 \right]}}. \quad (7.34)$$

Практика работы прямоточных котлов показала, что при включении в параллельную работу большого числа змеевиков недопустимы не только многозначные характеристики, но и пологие характеристики в их рабочем диапазоне, так как в этом случае возможны значительные теплогидравлические разверки (см. ниже — гл. 8). Это особенно важно в отношении интенсивно обогреваемых поверхностей. Поэтому гидродинамические характеристики должны обладать определенной крутизной. В соответствии с практикой сооружения прямоточных котлов минимально допустимая крутизна гидродинамической характеристики определяется из условия, что относительное изменение расхода среды должно превышать относительное изменение перепада давления в элементе не более чем в 2 раза, т. е.

$$2 \frac{d\Delta p_{тр}}{\Delta p_{тр}} \geq \frac{dw_m}{w_m} \quad (7.35)$$

или

$$2 \frac{d\Delta p}{dw_m} \geq \frac{\Delta p_{тр}}{w_m}. \quad (7.36)$$

Следует лишь оговориться, что для упрощения рассуждений и расчетов мы принимаем, что сопротивление змеевиков определяется трением. Другие виды сопротивлений можно легко учесть.

В развернутом виде неравенство (7.36) можно представить следующим образом:

$$2[3Aw_m^2 + 2Bw_m + C] \geq Aw_m^2 + Bw_m + C \quad (7.37)$$

или

$$5Aw_m^2 + 3Bw_m + C \geq 0. \quad (7.38)$$

Уже на рис. 7.2 видно, что одновременно с повышением стабильности шайбование увеличивает крутизну гидродинамической характеристики. Таким образом, и для увеличения крутизны характеристики используется шайбование. Поэтому в уравнении (7.38) коэффициент B имеется в виду как коэффициент зашайбованного змеевика.

Гидродинамическая характеристика при отсутствии нестабильных участков будет иметь одну точку перегиба, в которой крутизна характеристики будет минимальной. В точке перегиба, как известно, вторая производная от уравнения гидродинамической характеристики змеевика должна быть равна нулю. Первая производная, как мы видели, выражается левой частью неравенства (7.37), стоящей в скобках. Вторая производная

$$6Aw_m + 2B_{ш} = 0. \quad (7.39)$$

Отсюда

$$w_{мпер} = -B_{ш}/3A. \quad (7.40)$$

Вместе с тем эта массовая скорость должна отвечать условиям, выраженным неравенством (7.37). Подставим поэтому выражение $w_{мпер}$ из уравнения (7.40) в неравенство (7.38). При этом после несложных преобразований получим для предельного значения $B_{ш}$

$$(B_{ш})^2 = 2,25AC \quad (7.41)$$

или

$$\left[B + \frac{\xi_{ш}}{2\rho} \left(\frac{d}{d_{ш}} \right)^4 \right]^2 = 2,25AC. \quad (7.42)$$

Отсюда, решая квадратное уравнение (7.42) с последующей подстановкой значений A , B и C , получаем

$$d_{ш} \leq \frac{d}{\sqrt[4]{\frac{\xi}{\xi_{ш}} \frac{L}{d} \left[0,25 \frac{\psi \Delta h_{вх}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) - 1 \right]}}. \quad (7.43)$$

Полученное уравнение идентично с уравнением (7.34), но диаметр шайбы, полученный по уравнению (7.43), будет немного меньше. Отсюда можно сделать вывод о том, что гидродинамическая характеристика, сделанная нужной крутизны шайбованием, будет и однозначной. Таким образом, расчетным уравнением для выбора шайбы надо считать уравнение (7.43).

Установка шайб должна производиться на входе в змеевик. Установка шайб на выходе может не улучшить, а ухудшить гидродинамическую характеристику змеевика.

7.4. Влияние нивелирного напора на гидродинамическую характеристику змеевика

Действие нивелирного напора всегда имеет одно направление — сверху вниз. При движении потока снизу вверх, что принято считать за положительное направление, гидравлические сопротивления имеют направление, противоположное движению потока, — снизу вверх. Они совпадают по направлению с сопротивлениями, складываются с ними, и внешний источник энергии (насос) должен преодолеть и сопротивления, и нивелирный напор. Суммарная гидродинамическая характеристика составляется как сумма нивелирного напора и сопротивлений.

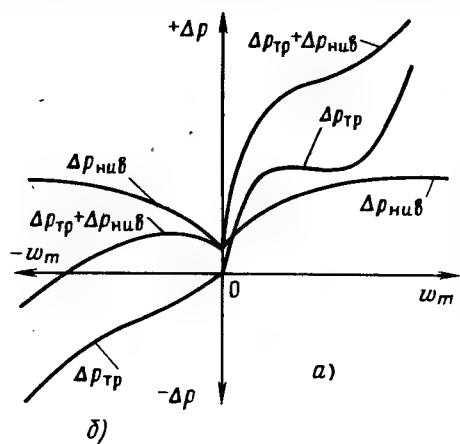


Рис. 7.4. Влияние нивелирного напора на гидродинамическую характеристику обогреваемого змеевика:
а — при движении среды снизу вверх; б. — тоже сверху вниз

При массовой скорости, приближающейся к нулю, при постоянном тепловосприятии нивелирный напор будет определяться, в соответствии с уравнением (3.45), плотностью пара. При увеличении массовой скорости происходит увеличение нивелирного напора в связи с уменьшением паросодержания, асимптотически приближаясь к нивелирному напору, определяемому плотностью воды. Это показано на рис. 7.4. Сложение нивелирного напора с гидравлическими сопротивлениями, как

видно из рис. 7.4, а, улучшает гидродинамическую характеристику змеевика. При движении потока сверху вниз нивелирный напор, имея отрицательный знак по отношению к сопротивлениям, ухудшает гидродинамическую характеристику, делая ее многозначной, что видно на рис. 7.4, б.

7.5. Влияние потерь давления от ускорения среды на гидродинамическую характеристику змеевика

Для исследования влияния потерь давления от ускорения среды на гидродинамическую характеристику змеевика подставим в уравнение (3.44) значения ρ_k и ρ_n из уравнения (7.6) с учетом уравнения (1.14). При этом примем начальное массовое паросодержание $x_n = 0$. Тогда уравнение (3.44) примет вид

$$\Delta p_{\text{уск}} = \frac{\Delta v}{r} \left(\frac{4\bar{q}L}{d} w_m - \Delta h_{\text{вх}} w_m^2 \right), \quad (7.44)$$

где $\Delta v = v'' - v'$ — разность удельных объемов пара и воды на пограничной кривой.

Из этого уравнения видно, что при изменении массовой скорости от нуля в сторону увеличения $\Delta p_{\text{уск}}$ сначала возрастает, а затем убывает.

Максимальное значение $\Delta p_{\text{уск}}$ имеет место при $w_m = 2\bar{q}L/\Delta h_{\text{вх}}d$ и составляет

$$\Delta p_{\text{уск.макс}} = \frac{4(\bar{q})^2 L^2 \Delta v}{d^2 \Delta h_{\text{вх}} r}, \quad (7.45)$$

в чем легко убедиться обычным методом анализа уравнения на максимум.

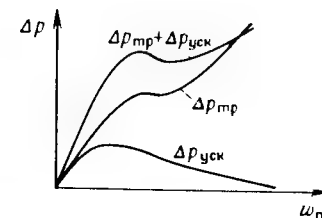


Рис. 7.5. Влияние ускорения среды на гидравлическую характеристику обогреваемого змеевика

Потери давления на ускорение среды, если только максимальное его значение не располагается значительно правее нестабильной части характеристики, увеличивает ее нестабильность, что хорошо можно видеть на рис. 7.5.

7.6. Практические приемы построения гидродинамических характеристик

Построение гидродинамических характеристик ведется на основании расчетов сопротивлений по уравнению

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{кол}} + \Delta p_{\text{нив}} + \Delta p_{\text{уск}} \quad (7.46)$$

для расходов среды, соответствующих 2,5, 5, 15, 25, 50, 75, 100 и 150% расчетной массовой скорости данного элемента. В области, где предполагается наличие многозначности или пологих участков, расчетные расходы должны выбираться так, чтобы имелась возможность более точного определения экстремальных значений.

При построении характеристик при докритических параметрах подсчеты сопротивлений от трения могут производиться либо по уравнению (7.12), либо в соответствии с указаниями гл. 3. В этом последнем случае сопротивления надо подсчитывать отдельно для экономайзерного, испарительного и перегревательных зон элементов. Остальные составляющие уравнения (7.47) следует определять в соответствии с указаниями гл. 3.

Подсчет потерь от трения и местных сопротивлений при сверхкритических параметрах осуществляется по уравнениям для однофазного потока:

$$\Delta p_{\text{тр+м}} = z \frac{w_m^2}{2} \bar{v}, \quad (7.47)$$

где $z = \lambda + \xi_{\text{м}}$ — суммарный коэффициент сопротивления.

При значительных неравномерностях тепловых нагрузок по длине змеевика элементы разделяются на участки. Расчеты сопротивлений при этом делаются по участкам и суммируются.

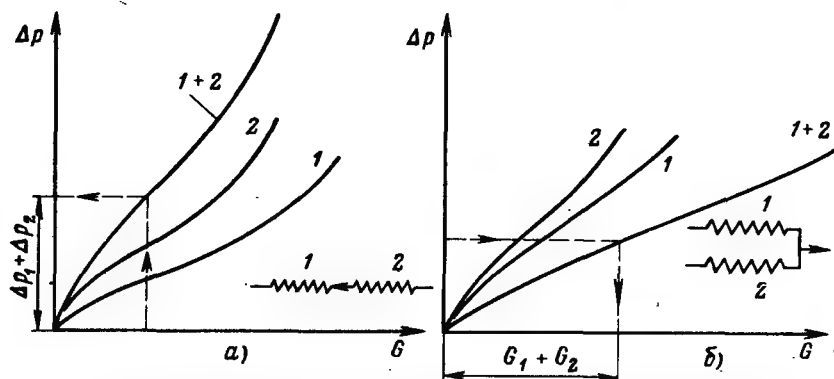


Рис. 7.6. Суммирование гидродинамических характеристик элементов:
а, б — при последовательном и параллельном включениях

При наличии в прямоточных контурах нескольких последовательно или параллельно включенных элементов строятся гидродинамические характеристики этих отдельных элементов, а затем графически складываются при постоянных произвольно задаваемых расходах для последовательно включенных и при постоянных произвольно задаваемых перепадах давления для параллельно включенных элементов (рис. 7.6).

7.7. Построение гидродинамических характеристик для различных компоновок поверхностей нагрева

В конструкциях отечественных прямоточных котлов в качестве радиационных и полурadiационных (ширмовых) поверхностей нагрева применяются различные компоновки трубных элементов, в том числе и панели с подъемно-опускным движением среды типа U (рис. 7.7, а) и типа П (рис. 7.9, а).

Рассмотрим порядок построения гидродинамической характеристики двухходовой панели с верхним расположением коллекторов (тип U).

Разделим весь элемент на два участка — левый и правый, как это показано пунктиром на рис. 7.7, а. Движение нагреваемой среды предусматривается, как показано стрелками, из левого коллектора в правый (прямое направление). Характер протекания греющей среды (дымовых газов) обозначен стрелкой δ .

Сопротивление левого участка при прямом движении среды

$$\Delta p_{\text{лев}}^{\text{пр}} = (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{пр}}. \quad (7.48)$$

Сопротивление правого участка

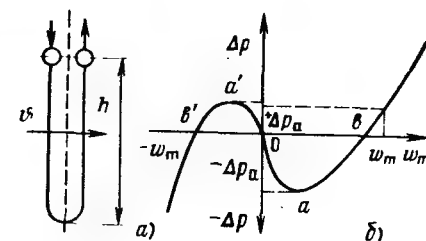
$$\Delta p_{\text{пр}}^{\text{пр}} = (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{пр}}^{\text{пр}} + (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{пр}}^{\text{пр}}. \quad (7.49)$$

Суммарное сопротивление

$$\Delta p^{\text{пр}} = \Delta p_{\text{лев}}^{\text{пр}} + \Delta p_{\text{пр}}^{\text{пр}} = [(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} + (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{пр}}^{\text{пр}}] - [(\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{пр}}^{\text{пр}}]. \quad (7.50)$$

Рис. 7.7. Гидродинамическая характеристика змеевика при подъемно-опускном движении среды типа U:

а, б — схема и характеристика змеевика



Два первых слагаемых в уравнении (7.50) при массовой скорости, близкой к нулю, будут приближаться к нулю; разность нивелирных напоров при массовых скоростях, близких к нулю, также приближается к нулю, так как плотности сред в обеих ветвях (левой к правой) выравниваются, приближаясь к плотности пара. При увеличении массовой скорости сумма гидравлических сопротивлений возрастает. Что касается разности нивелирных напоров, то, как показывают расчеты, сначала с изменением массовой скорости она быстро нарастает, а затем уменьшается, оставаясь положительной, так как плотность среды в левой части обогреваемого змеевика будет всегда выше, чем в правой части. Суммарное сопротивление змеевика, как показывают расчеты, выражающееся уравнением (7.50), будет иметь характер, представленный в правой части рис. 7.7, б (первый и четвертый квадранты).

Таким образом, как видно из рис. 7.7, б, при некоторых значениях w_m между 0 и точкой *в* суммарная гидродинамическая характеристика будет иметь отрицательное значение, т. е. давление в выходном коллекторе будет больше, чем во входном. В точке *в* гидравлическое сопротивление будет равно разности нивелирных напоров, и характеристика пройдет через нулевое значение в первый квадрант.

Теперь рассмотрим возможное обратное движение среды — из правого коллектора в левый (отрицательная массовая скорость).

Сопротивление левого участка

$$\Delta p_{\text{лев}}^{\text{обр}} = -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{обр}} + (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{обр}}]. \quad (7.51)$$

Сопротивление правого участка

$$\Delta p_{\text{пр}}^{\text{обр}} = -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{пр}}^{\text{обр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{пр}}^{\text{обр}}]. \quad (7.52)$$

Суммарное сопротивление

$$\begin{aligned} \Delta p^{\text{обр}} = & -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{обр}} + (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{пр}}^{\text{обр}}] + \\ & + [(\Delta p_{\text{нив}})_{\text{прав}}^{\text{обр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{обр}}]. \end{aligned} \quad (7.53)$$

При обратном движении вблизи нулевой скорости как гидравлические сопротивления, так и разность нивелирных напоров будут равны нулю. При увеличении отрицательной массовой скорости будет происходить быстрое нарастание разности нивелирных напоров, а затем по мере увеличения расходов эта разность будет убывать, асимптотически приближаясь к нулю, как и в случае прямого движения. Гидравлические сопротивления будут возрастать все время, но будут иметь отрицательное значение. Суммарная характеристика, как показывают расчеты, будет сначала находиться во втором квадранте, а затем перейдет в третий квадрант, пересекая ось абсцисс в точке *в'*, так как гидравлические сопротивления будут превышать разность нивелирных напоров (рис. 7.7, б).

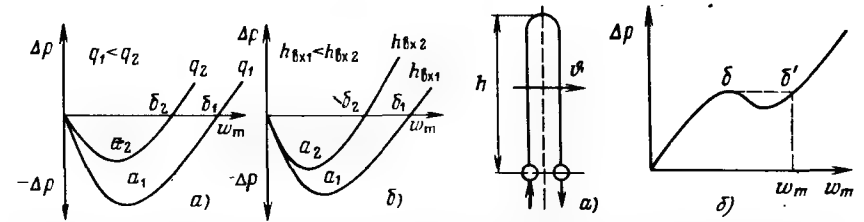


Рис. 7.8. Влияние энтальпии среды на входе и тепловой нагрузки на гидродинамическую характеристику змеевика с подъемно-опускным движением среды типа U:

а — влияние тепловой нагрузки; *б* — влияние входной энтальпии

Рис. 7.9. Гидродинамическая характеристика панели с подъемно-опускным движением среды типа П:

а, б — схема и характеристика змеевика

Заметим, что суммарное отрицательное сопротивление в точке *а* будет по абсолютному значению всегда больше положительного сопротивления в точке *а'*, так как при расчете обратного движения за начальную энтальпию надо брать энтальпию в правом коллекторе. Это определяется тем, что опрокидывание движения в отдельных, параллельно включенных трубах будет после того, как среда пройдет в прямом направлении.

Рассмотрим влияние входной энтальпии и тепловой нагрузки на гидродинамическую характеристику змеевика типа U с подъемно-опускным движением среды. Расчетным путем установлено, что при снижении тепловой нагрузки возрастает отрицательное сопротивление в правой части характеристики (точка *а* перемещается вниз) за счет увеличения разности нивелирных напоров, а точка *б* перемещается в область более высоких массовых скоростей (рис. 7.8, *а*).

При снижении входной энтальпии происходит аналогичное явление: точка *а* перемещается вниз, а точка *б* в область более высоких массовых скоростей (рис. 7.8, *б*).

Рассмотрим теперь гидродинамическую характеристику элемента с подъемно-опускным движением среды типа П (рис. 7.9).

Разделим, как и в предыдущем случае, панель на два участка — правый и левый.

Сопротивление левого участка в этом случае

$$\Delta p_{\text{лев}}^{\text{пр}} = (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} + (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{пр}}. \quad (7.54)$$

Сопротивление правого участка

$$\Delta p_{\text{прав}}^{\text{пр}} = (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{прав}}^{\text{пр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{прав}}^{\text{пр}}. \quad (7.55)$$

Суммарное сопротивление

$$\begin{aligned} \Delta p^{\text{пр}} = & [(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} + (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{прав}}^{\text{пр}}] + \\ & + [(\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{пр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{прав}}^{\text{пр}}]. \end{aligned} \quad (7.56)$$

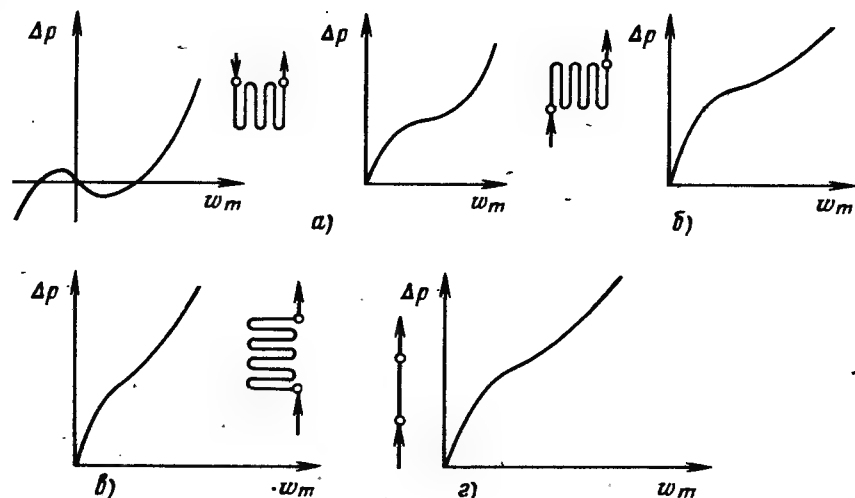


Рис. 7.10. Гидродинамические характеристики некоторых видов компоновок поверхностей нагрева при принудительном движении

Нетрудно видеть, что характеристика при прямом движении будет расположена в первом квадранте, так как при всех расходах (массовых скоростей) как сумма гидравлических напоров, так и разность нивелирных напоров будут положительными.

Рассмотрим обратное движение среды в данной схеме.

Сопротивление левого участка

$$\Delta p_{\text{лев}}^{\text{обр}} = -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{обр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{обр}}]. \quad (7.57)$$

Сопротивление правого участка

$$\Delta p_{\text{прав}}^{\text{обр}} = -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{прав}}^{\text{обр}} + (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{прав}}^{\text{обр}}]. \quad (7.58)$$

Суммарное сопротивление

$$\Delta p^{\text{обр}} = -[(\Delta p_{\text{гид}})_{\text{лев}}^{\text{обр}} + (\Delta p_{\text{гид}})_{\text{прав}}^{\text{обр}}] - [(\Delta p_{\text{нив}})_{\text{прав}}^{\text{обр}} - (\Delta p_{\text{нив}})_{\text{лев}}^{\text{обр}}]. \quad (7.59)$$

Нивелирный напор в правой части при обратном движении будет больше нивелирного напора в левой части, т. е. при отрицательном расходе как гидравлические сопротивления, так и разность нивелирных напоров будут отрицательными, а сама характеристика перемещается в третий квадрант, т. е. теряет практическое значение.

Аналогичные построения гидродинамических характеристик могут быть выполнены для любых других компоновок поверхностей нагрева. На рис. 7.10 приведено несколько видов компоновок и их пример-

ные характеристики. Так, на рис. 7.10, а дана многоходовая компоновка вертикальных змеевиков с верхним расположением коллекторов. Его характеристика зависит от числа ходов: при небольшом числе ходов характеристика приближается к характеристике змеевика с подъемно-опускным движением среды типа U. При большом числе ходов характеристика перемещается полностью в первый квадрант диаграммы, но она может быть в зависимости от тепловой нагрузки и выходных параметров как однозначной, так и многозначной.

При нижнем расположении входного коллектора и при верхнем расположении выходного коллектора (рис. 7.10, б) характеристика лежит в первом квадранте и может быть как однозначной, так и многозначной.

Горизонтальный многоходовый змеевик [навивка системы профессора Рамзина (рис. 7.10, в)] имеет характеристику, аналогичную характеристике многоходового вертикального змеевика с нижним расположением входного и верхним расположением выходного коллектора (нечетное число ходов). При докритических параметрах она располагается в первом квадранте, может быть как многозначной, так и однозначной. При сверхкритических параметрах она однозначна.

Вертикальные элементы с подъемным движением среды (рис. 7.10, г) имеют однозначную или многозначную гидродинамическую характеристику, располагающуюся в первом квадранте.

7.8. Устойчивость движения среды в элементах с многозначными гидродинамическими характеристиками

Нестабильность гидродинамических характеристик элементов при докритических давлениях обуславливается, как было показано выше, наличием экономайзерного участка и фазового перехода при испарении воды. При сверхкритических параметрах отсутствует возможность разделения змеевика на экономайзерные и испарительные участки, а изменение плотности среды протекает непрерывно с повышением энтальпии. Однако и здесь можно выделить зоны энтальпий, в которых плотность изменяется незначительно и линейно, и зоны со значительным и нелинейным изменением плотности (ЗБТ). Как при докритических, так и при сверхкритических параметрах неустойчивость определяется конструктивными характеристиками.

Всесоюзным теплотехническим институтом и другими организациями (ЦКТИ, ОРГРЭС) проведены многочисленные исследования устойчивости протекания гидродинамических процессов в элементах с неустойчивыми характеристиками на котлах со сверхкритическими параметрами. Для выяснения причин нарушения устойчивости движения среды со сверхвысокими параметрами и факторов, обуславливающих эти нарушения, в ВТИ были выполнены стендовые исследования [17]. На основании этих исследований установлено, что для многозначных гидродинамических характеристик, имеющих две экстремальные точ-

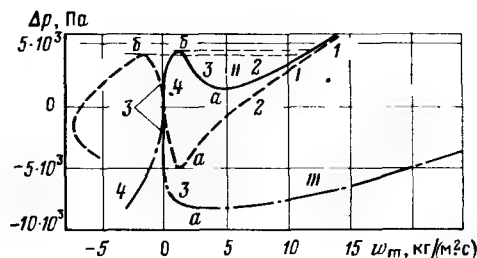


Рис. 7.11. Многозначные гидравлические характеристики:

I — U-образный элемент; *II* — П-образный элемент; *III* — опускной элемент

ки, можно выделить четыре области (рис. 7.11). Область *I* в правом квадранте при $\Delta p > \Delta p_6$ является областью однозначной характеристики. Область *2* в правой части характеристик между значениями Δp_6 и Δp_a является рабочей частью гидродинамической характеристики в пределах многозначности. Область *3* на ниспадающей ветви характеристики между Δp_6 и Δp_a . Область *4* с массовым расходом, близким к нулю, и соответствует опрокидыванию.

В первой области безусловно наблюдается устойчивое движение среды при всех тепловых нагрузках и при всех давлениях. Вторая область находится в зоне многозначной характеристики. Однако в широком диапазоне массовых скоростей в статических режимах многозначность не реализуется и элемент работает нормально. Лишь с приближением к экстремальной точке *a* происходит расхождение расходов в параллельно включенных в элемент трубах. В непосредственной близости к точке *a* в отдельных трубах наблюдается резкое уменьшение расхода. При работе элемента с массовыми скоростями, отвечающей нисходящей ветви характеристики *3*, наблюдается четко выраженная картина выхода на разверку труб элемента. При этом часть труб принимает на себя большую долю общего расхода, в то время как в отдельных трубах наблюдается резкое уменьшение расхода вплоть до нулевого. В некоторых случаях в отдельных трубах наблюдается устойчивое обратное движение, что увеличивает расходы в остальных трубах, при этом наблюдается некоторое увеличение общего перепада давления в элементе.

7.9. Факторы, влияющие на устойчивость движения среды

Для оценки надежности работы элементов при сверхкритических давлениях, имеющих многозначные гидродинамические характеристики, следует учитывать влияние на устойчивость величины тепловой нагрузки и неравномерность обогрева отдельных труб в элементе, а также различных возмущающих факторов. К таким возмущениям относятся: изменение тепловой нагрузки по элементу в целом и по отдельным его трубам, изменение массовой скорости, кратковременное прекращение подачи питательной воды.

Анализ гидродинамических характеристик змеевиков типа *U* и *П* [17] показывает, что на положение рабочей характеристики (точка *a*) оказывают существенное влияние величины входных энтальпий и тепловой нагрузки. Увеличение входной энтальпии среды сдвигает начало однозначности (точка *б*) в сторону меньших массовых скоростей. Увеличение тепловой нагрузки сдвигает начало рабочей части характеристики (точка *a*) в сторону меньших массовых скоростей. Учитывая это, следует особенно внимательно подходить к выбору растопочных режимов, которые проводятся при пониженных массовых скоростях и нередко с пониженными энтальпиями воды на входе. Поэтому при растопках следует стремиться к снижению тепловых нагрузок в области НРЧ за счет повышения ее в ВРЧ. Следует очень внимательно подходить к выбору режима растопки, потому что, как показывает практика, наибольшее число повреждений поверхностей нагрева происходит при растопках. С другой стороны, это указывает на то, что в неустойчивую область будут выходить трубы с максимальной тепловой нагрузкой при неравномерном обогреве элемента, что и подтверждено экспериментальными исследованиями ВТИ [17].

Теперь рассмотрим влияние различных возмущающих факторов.

При кратковременном увеличении тепловой нагрузки на одну из труб контура в этой развернутой трубе меняется характеристика. При этих изменениях, если перепад давлений в контуре соответствует положению характеристики в развернутой трубе ветви *2*, то в ней несколько уменьшается расход, но движение остается устойчивым. Если же этот перепад будет приближаться к точке *a* развернутой трубы, то в ней резко изменяется расход, в связи с переходом рабочей точки в область ветви *4* характеристики (рис. 7.12, *a*).

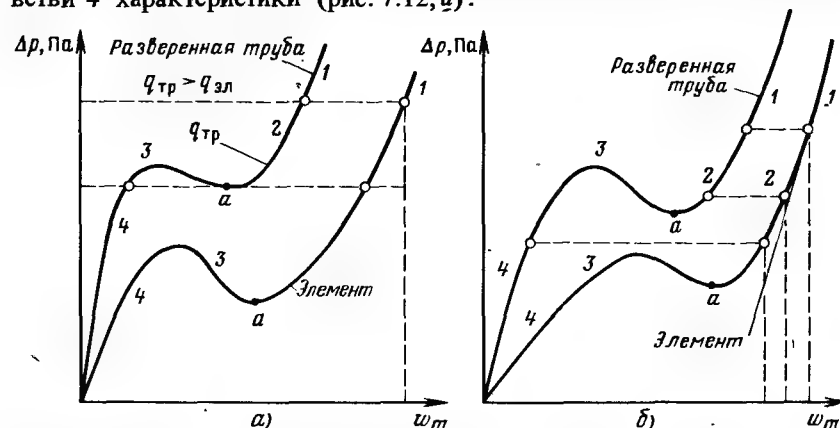


Рис. 7.12. Влияние возмущающих факторов на устойчивость движения в развернутой трубе:

a — кратковременное изменение тепловой нагрузки в развернутой трубе; *б* — кратковременное изменение расходов среды по контуру при наличии развернутой трубы с повышенной тепловой нагрузкой

При скачкообразном изменении расходов по всему контуру с соответствующим изменением перепада в нем давлений в развернутой трубе, имеющей повышенную тепловую нагрузку, происходит аналогичное явление, зависящее от положения рабочей точки характеристики развернутой трубы (рис. 7.12, б).

При кратковременном прекращении питания всего элемента в нем не происходит существенных изменений режима по сравнению с режимом, имеющим место до приложения этого возмущения.

Глава восьмая

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ РАЗВЕРКА ПАРАЛЛЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ТРУБ

8.1. Физическое представление тепловой и гидравлической разверок

Надежная работа паровых котлов требует обеспечения достаточного охлаждения всех без исключения труб различных поверхностей нагрева. Однако в прямоточных элементах не всегда этого легко добиться вследствие значительных трудностей в равномерном распределении потока воды в параллельных трубах и равномерного их обогрева. Поэтому при одинаковых энтальпиях среды на входе во все трубы элемента и на выходе из отдельных труб энтальпия может различаться довольно значительно. Так, нижняя радиационная часть (НРЧ) котла сверхкритического давления типа ТП-110 составляется из панелей с десятиходовой подъемно-опускной навивкой труб типа U. В каждой панели

21 параллельно включенный змеевик. При исследованиях работы такой панели, проведенных ВТИ [17], было установлено, что в некоторых режимах вследствие неравномерности тепловой нагрузки отдельные змеевики имеют различные гидродинамические характеристики (рис. 8.1).

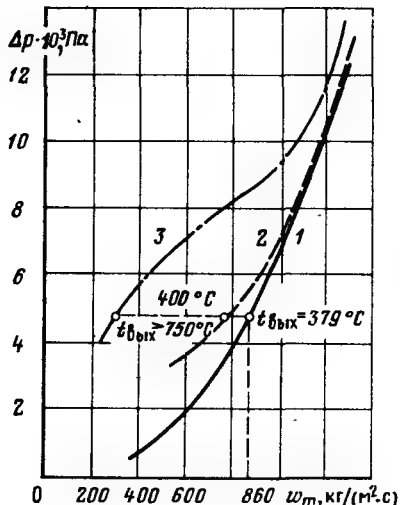


Рис. 8.1. Гидродинамическая характеристика НРЧ котла ТПП-110 при нагрузке $D = 40\% D_{н.р} = 2,35$ МПа, $h_{вх} = 838$ кДж/кг, $\Delta h_{пан} = 1257$ кДж/кг:

1 — панель; 2 — змеевик с $\eta_T = 1,25$; 3 — змеевик с $\eta_T = 1,5$ по [17]

Так как все змеевики включены одинаково в раздающие и собирающие коллекторы, то при среднем перепаде давлений (рис. 8.1) в змеевиках, имеющих более высокие тепловосприимчивости ($\eta_T > 1$), будет меньше массовая скорость, чем средняя скорость в панели. Поэтому если среднее приращение в элементе, кДж/кг [см. (7.5)],

$$\Delta h_{эл} = h_{вых} - h_{вх} = \frac{4L\bar{q}}{w_{md}}, \quad (8.1)$$

то для змеевика с повышенной тепловой нагрузкой приращение энтальпии будет

$$\Delta h_{разв} = h_{вых.разв} - h_{вх.разв} = \frac{4(Lq)_{разв}}{w_{т.разв}d}. \quad (8.2)$$

Здесь $q_{разв}$, $w_{т.разв}$ — тепловая нагрузка и массовая скорость соответственно в змеевиках с большей, чем средняя в элементе, нагрузкой.

Из уравнений (8.1) и (8.2) нетрудно видеть, что при неодинаковом обогреве энтальпии среды на выходе будут неодинаковыми. Из этих же уравнений видно, что энтальпии среды на выходе будут неодинаковыми и при неодинаковых энтальпиях среды на входе, что может иметь место при неидеальном перемешивании среды в распределительном коллекторе при поступлении в него пароводяной смеси. Из этих же уравнений видно, что неодинаковые выходные энтальпии будут и при разных длинах обогреваемых змеевиков. Таким образом, все эти факторы обуславливают как гидравлическую, так и тепловую разверку параллельно включенных змеевиков, или, иначе, теплогидравлическую разверку.

Теплогидравлическая разверка может иметь место и при одинаковых тепловых нагрузках, длинах и диаметрах змеевиков при различных коэффициентах сопротивлений.

8.2. Коэффициенты тепловой и гидравлической разверок

Под коэффициентом тепловой разверки понимается отношение приращения энтальпии в развернутой трубе к среднему приращению энтальпии в элементе:

$$\rho_q = \Delta h_{тр} / \Delta h_{эл}. \quad (8.3)$$

Если пренебречь несовершенством перемешивания среды в раздающем коллекторе и считать, что энтальпия среды на входе во все трубы одинакова, то

$$\rho_q = \frac{\bar{q}_{тр} H_{тр} \bar{G}_{эл}}{\bar{q}_{эл} \bar{H}_{эл} G_{тр}}, \quad (8.4)$$

где $\bar{q}_{тр}$, $\bar{q}_{эл}$ — среднее удельное тепловосприятие разверенной трубы и элемента соответственно, кВт/м²; $G_{тр}$, $G_{эл}$ — расход среды через разверенную трубу и средний расход в трубах элемента соответственно, кг/с; $H_{тр}$, $H_{эл}$ — поверхность нагрева разверенной трубы и средняя поверхность нагрева труб в элементе, м².

Примем, $\eta_t = \bar{q}_{тр}/\bar{q}_{эл}$ — коэффициент неравномерности тепловосприятия элемента; $\eta_k = H_{тр}/H_{эл}$ — коэффициент конструктивной нетождественности; $\rho_r = G_{тр}/G_{эл}$ — коэффициент гидравлической разверки. В этом случае уравнение (8.4) можно записать

$$\rho_q = \eta_t \eta_k / \rho_r. \quad (8.5)$$

При равных диаметрах труб в элементе

$$\rho_r = w_{мтр} / \bar{w}_m. \quad (8.6)$$

где $w_{мтр}$, $\bar{w}_m$ — массовая скорость в трубе и средняя массовая скорость в трубах элемента, кг/(с · м²).

Так как все трубы элемента включаются в одни и те же раздающие и собирающие коллекторы, то перепады давлений одинаковы для всех труб элемента, включая и разверенную трубу. На этом основании

$$\bar{\Delta p}_{гид} + \bar{\Delta p}_{нив} + \bar{\Delta p}_{кол} = \Delta p_{гид.тр} + \Delta p_{нив.тр} + \Delta p_{кол.тр}, \quad (8.7)$$

где $\bar{\Delta p}_{гид}$, $\bar{\Delta p}_{нив}$, $\bar{\Delta p}_{кол}$, $\Delta p_{гид.тр}$, $\Delta p_{нив.тр}$, $\Delta p_{кол.тр}$ — гидравлические сопротивления, нивелирные напоры и коллекторные эффекты соответственно для элемента и разверенной трубы.

Гидравлическое сопротивление элемента выразим через массовую скорость:

$$\bar{\Delta p}_{гид} = \bar{z} \frac{(\bar{w}_m)^2}{2\bar{\rho}}, \quad (8.8)$$

где $\bar{\rho}$ — средняя плотность среды в элементе, кг/м³.

Отсюда

$$\bar{w}_m = \sqrt{\frac{\bar{\Delta p}_{гид}}{\bar{z}} \frac{2\bar{\rho}}{z}}. \quad (8.9)$$

Из уравнения (8.7) гидравлическое сопротивление разверенной трубы

$$\Delta p_{гид.тр} = \bar{\Delta p}_{гид} + \bar{\Delta p}_{нив} + \bar{\Delta p}_{кол} - \Delta p_{нив.тр} - \Delta p_{кол.тр}, \quad (8.10)$$

массовая скорость

$$w_{мтр} = \sqrt{\Delta p_{гид.тр} \frac{2\rho_{тр}}{z_{тр}}}. \quad (8.11)$$

Подставим теперь в (8.6) массовые скорости из (8.9), (8.11) с учетом (8.10). После несложных преобразований получим

$$\rho_r = \sqrt{\frac{\rho_{тр}}{\bar{\rho}} \frac{\bar{z}}{z_{тр}}} \left\{ 1 + \frac{[\Sigma \pm (H\bar{\rho}) - \Sigma \pm (H_{тр}\rho_{тр})] + \frac{[\Delta p_{кол} - \Delta p_{кол.тр}]}{2\bar{\rho}}}{\bar{z}\bar{w}_m} \right\}, \quad (8.12)$$

где $\bar{z} = \xi_{вх} + \xi_{вых} + \bar{l}\lambda_0 + \Sigma \xi_m$; $z_{тр} = \xi_{вх.тр} + \xi_{вых.тр} + l_{тр}\lambda_0 + \Sigma \xi_{м.тр}$; $H\bar{\rho}$, $H_{тр}\rho_{тр}$ — нивелирные напоры.

8.3. Расчетное определение коэффициентов тепловой и гидравлической разверки

Гидравлические и температурные условия в разверенных трубах многотрубных элементов определяются по гидродинамическим характеристикам. При этом для каждого элемента при данном расходе (или массовой скорости) определяется по его гидродинамической характеристике $\Delta p = f(w_m)$ перепад давлений. Далее по перепаду давлений, пользуясь гидродинамической характеристикой разверенной трубы, определяется массовая скорость в разверенной трубе (расход), а затем определяется энтальпия среды, кДж/кг, на выходе как средняя по элементу, так и в разверенной трубе:

$$h_{вых} = h_{вх} + \frac{Q}{G_{ц}}, \quad (8.13)$$

где $h_{вх}$ — энтальпия среды на входе в элемент, кДж/кг; Q — тепловая нагрузка элемента, кВт; $G_{ц}$ — расход среды в элементе, кг/с.

Отсюда определяются и коэффициенты гидравлической и тепловой разверки:

$$\left. \begin{aligned} \rho_r &= w_{мтр} / w_{мэл}; \\ \rho_q &= \Delta h_{тр} / \Delta h_{эл}. \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

Схематически эти расчеты показаны на рис. 8.2, а. Коэффициенты тепловой и гидравлической разверки можно рассчитать без построения гидродинамических характеристик следующим образом.

По данной массовой скорости (расходу), тепловосприятию элемента и заданной энтальпии на входе определяется энтальпия среды на выходе из элемента и средняя плотность среды по уравнениям (1.15) для докритических параметров и по уравнениям (1.32) для сверхкритических параметров; подсчитывается нивелирный напор для элемента. По конструктивным данным определяются коэффициенты

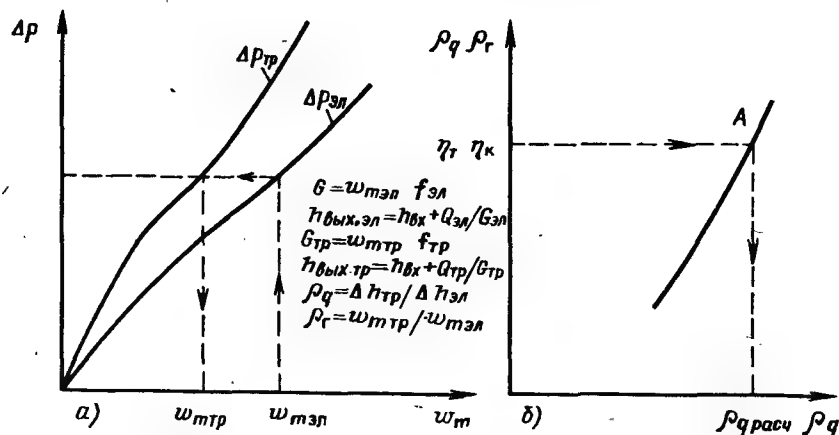


Рис. 8.2. К определению ρ_q и ρ_r по гидродинамическим характеристикам и без построения гидродинамических характеристик

сопротивлений элемента $\bar{z}$ и развернутой трубы $z_{тр}$, а также коллекторные эффекты $\Delta p_{кол}$ и $\Delta p_{кол.тр}$. Далее, задавая различные значения ρ_q в пределах от $\rho_q = 1$ до $\rho_q = 1,5$, определяют приращение энтальпии в развернутой трубе

$$\Delta h_{тр} = \rho_q \bar{\Delta h}_{эл}$$

и энтальпию на выходе из развернутой трубы как

$$h_{вых.тр} = h_{вх} + \Delta h_{тр} \quad (8.15)$$

для каждого заданного ρ_q .

Теперь, зная энтальпии на входе и выходе для развернутой трубы, определяют средние плотности среды в развернутой трубе и нивелирные напоры, как для элемента $\rho_{тр}$. Подставляя полученные таким образом данные в уравнение (8.12), определяют ρ_r для каждого заданного значения ρ_q . По полученным данным для ρ_r строим график, откладывая на оси абсцисс задаваемое ρ_q , а на оси ординат произведение $\rho_q \rho_r$ (рис. 8.2, б, кривая А).

Учитывая, что в соответствии с уравнением (8.5)

$$\rho_q \rho_r = \eta_t \eta_k,$$

отложим на оси ординат $\eta_t \eta_k$. Проведем горизонталь до пересечения с линией А, опустим перпендикуляр к оси абсцисс; в точке пересечения этого перпендикуляра получим истинное значение $\rho_{q\text{расч}}$ или, принимая во внимание уравнение (8.5), коэффициент гидравлической развертки

$$\rho_r = \eta_t \eta_k / \rho_{q\text{расч}} \quad (8.16)$$

8.4. Определение энтальпий и температур среды в развернутых трубах

Средняя для элемента температура принимается равной: для испарительных поверхностей паровых котлов докритического давления — температуре кипения; для экранов паровых котлов СКД, пароперегревателей, экономайзеров и переходных зон — температуре среды, подсчитанной по энтальпии в расчетном сечении

$$\bar{h} = h_{вх} + \bar{\Delta h}_{эл}, \quad (8.17)$$

где $h_{вх}$ — энтальпия на входе в элемент, кДж/кг; $\bar{\Delta h}_{эл}$ — среднее повышение энтальпии в элементе до расчетного сечения, кДж/кг.

Энтальпия на выходе из развернутой трубы с учетом уравнения (8.3)

$$h_{\text{макс}} = h_{вх} + \rho_q \bar{\Delta h}_{эл}. \quad (8.18)$$

Из (8.17)

$$h_{вх} = \bar{h} - \bar{\Delta h}_{эл}. \quad (8.19)$$

Подставляя $h_{вх}$ в (8.18), из (8.19) получаем

$$h_{\text{макс}} = \bar{h} + (\rho_q - 1) \bar{\Delta h}_{эл}. \quad (8.20)$$

Принимая во внимание (8.5)

$$h_{\text{макс}} = \bar{h} + \left(\frac{\eta_t \eta_k}{\rho_r} - 1 \right) \bar{\Delta h}_{эл}. \quad (8.21)$$

По этой энтальпии, пользуясь таблицей данных для водяных паров, определяем расчетную температуру среды в развернутой трубе $t_{тр}$.

Рассмотрим последнее уравнение более подробно с выявлением влияния отдельных факторов на $h_{\text{макс}}$ (т. е. на тепловую разверку).

Нетрудно видеть, что коэффициент конструктивной нетождественности η_k , отличный от единицы, увеличивает тепловую разверку. По этой причине следует стремиться к тому, чтобы не допускать в конструкции неодинаковых длин обогреваемой части поверхностей нагрева. Необходимо также стремиться к уменьшению тепловой неравномерности параллельно включенных труб. Что касается коэффициента гидравлической разверки, то надо всячески стремиться к тому, чтобы его значение было равно единице, т. е. добиваться равномерной раздачи среды по параллельно включаемым поверхностям.

В том случае, когда $h_{\text{макс}}$, а следовательно, соответствующая ей температура окажутся недопустимо высокими, следует уменьшать среднее повышение энтальпии в элементе путем разделения его на два элемента установкой промежуточного коллектора с максимально возможным выравниванием энтальпии среды в этом промежуточном коллекторе.

8.5. Построение разверочной характеристики элемента

Для оценки допустимости гидравлических и тепловых разверок для каждого элемента строятся разверочные характеристики, представляющие собой зависимость температуры среды на выходе из разверенной трубы от коэффициента неравномерности тепловосприятия η_{τ} . При построении разверочных характеристик элементов прямоточных котлов, а также прямоточных элементов барабанных котлов с естественной циркуляцией учитываются возможные кратковременные резкие нарушения теплового режима, обуславливающие увеличение приращения энтальпии в элементе. Это увеличение приращения рекомендуется учитывать так:

$$\Delta h_{\text{эл}}^* = b \overline{\Delta h}_{\text{эл}}, \quad (8.22)$$

где b — коэффициент внезапного увеличения приращения энтальпии.

Для котлов с пылеугольными топками $b = 1,2$ при $D \geq 0,7D_{\text{ном}}$ и $b = 1,3$ при $D < 0,7D_{\text{ном}}$. Для котлов с газомазутными топками $b = 1,2$ для всех нагрузок.

Далее, задаваясь различными значениями ρ_q от 1 до 1,5, строят гидродинамические характеристики для разверенных труб при приращениях энтальпии (рис. 8.3)

$$\Delta h_{\text{тр}} = \rho_q \Delta h_{\text{эл}}^*. \quad (8.23)$$

Затем, откладывая на оси абсцисс принятую для данного элемента массовую скорость, восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с характеристикой при $\rho_q = 1$ (средняя для элемента). На оси ординат это будет соответствовать перепаду давления в элементе, который будет тем же и для разверенной трубы. Проводя линию постоянного перепада давлений, мы получим в точках a, b, c, d, e, f массовые скорости в разверенной трубе при различных ρ_q . А отсюда находим коэффициенты гидравлической разверки

$$\rho_{\Gamma} = \frac{w_{\text{ми тр}}}{w_{\text{м}}} \quad (8.24)$$

при различных ρ_q . Затем находим коэффициент неравномерности тепловой нагрузки (имеется в виду $\eta_k = 1$)

$$\eta_{\Gamma} = \rho_q \rho_{\Gamma}. \quad (8.25)$$

Энтальпия среды на выходе из разверенной трубы

$$h_{\text{вых.тр}} = h_{\text{вх}} + \rho_q \overline{\Delta h}_{\text{эл}}^*. \quad (8.26)$$

По энтальпии и давлению в выходном коллекторе определяют температуры на выходе из разверенной трубы при разных коэффициентах тепловой разверки пользуясь таблицей термодинамических данных для

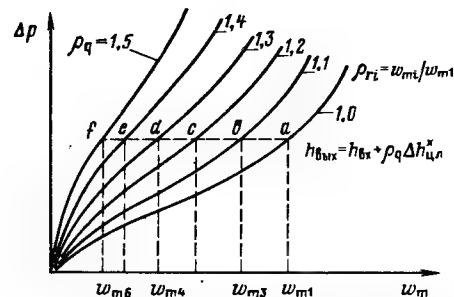


Рис. 8.3. Гидродинамические характеристики элемента ($\rho_q = 1$) и разверенной трубы при разных значениях ρ_q

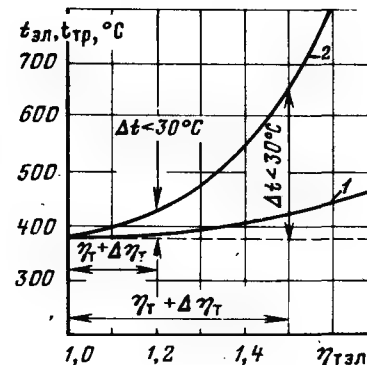


Рис. 8.4. Разверочная характеристика элемента:

1 — слабое влияние неравномерности; 2 — сильное влияние неравномерности

воды и водяных паров. По полученным данным строится зависимость $t_{\text{вых.тр}} = f(\eta_{\Gamma})$ (рис. 8.4), которая может выражаться слабо (кривая 1) и сильно (кривая 2).

Теперь, откладывая на оси абсцисс η_{Γ} , принятый для данного элемента, и проводя перпендикуляр до пересечения с разверочной характеристикой, определяют температуру среды на выходе из разверенной трубы.

Надежность элемента при разных изменениях режима может считаться обеспеченной, если температура среды на выходе из разверенной трубы не превышает температуру на выходе среды из элемента (горизонтальная пунктирная линия) больше чем на 30°C . Если эта разверка будет больше 30°C , то схема данного элемента не пригодна.

Для обеспечения запаса надежности следует принять меры, о которых говорилось в § 8.4.

Построение разверочной характеристики можно выполнить и без построения гидродинамических характеристик. Для этого поступают следующим образом. Так же, как и в первом случае, принимают $\Delta h_{\text{эл}}^*$ и различные значения ρ_{Γ} . По уравнению (8.26) определяют энтальпию среды на выходе из разверенной трубы. Далее по энтальпии и давлению среды на входе и выходе определяют средние объемы и плотности среды для элемента и разверенной трубы при разных ρ_q , суммарные коэффициенты сопротивления для элемента $\bar{z}$ и разверенной трубы $z_{\text{тр}}$, нивелирные напоры и коллекторные эффекты. А затем по уравнению (8.12) определяют ρ_{Γ} и, так же как в первом способе, строят разверочную характеристику.

8.6. Влияние теплогидравлической разверки на надежность прямоточных котлов

Вернемся к (8.12) и рассмотрим его без учета разности нивелирных напоров и коллекторного эффекта. Примем также, что все трубы, входящие в элемент, имеют одинаковые коэффициенты сопротивлений. В этом случае (8.12) будет иметь вид

$$\rho_r = \sqrt{\rho_{тр}/\rho}; \quad (8.27)$$

с другой стороны, коэффициент гидравлической разверки связан с коэффициентом тепловой разверки уравнением (8.5), которое перепишем в виде

$$\rho_r = \eta_r \frac{\Delta h_{эл}}{\Delta h_{тр}}. \quad (8.28)$$

И, наконец, коэффициент гидравлической разверки представляется уравнением (8.6) как

$$\rho_r = w_{мтр}/\bar{w}_m.$$

Для докритических давлений, где сопротивление трения рассчитывается по участкам, можно применять условную плотность

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \bar{v}_{усл} = k_{эк}\bar{v}_{эк} + k_{исп}\bar{v}_{исп} + k_{пе}\bar{v}_{пе}, \quad (8.29)$$

где $k_{эк} = l_{эк}/l$, $k_{исп} = l_{исп}/l$, $k_{пе} = l_{пе}/l$ — относительная длина соответственно экономайзерного, испарительного и перегревательного участков.

При сверхкритических параметрах следует принимать среднеинтегральные значения плотностей.

Из рассмотрения уравнений (8.27), (8.28) и (8.6) видно, что коэффициент гидравлической разверки, а следовательно, и выходное значение энтальпий (температуры) зависят от четырех параметров: от давления p , двух значений энтальпий в трубах со средним тепловосприятием $\Delta h_{эл}$, энтальпии среды на входе $h_{вх}$ и коэффициента тепловой неравномерности η_r . Расчетный анализ коэффициента гидравлической разверки и выходных температур в зависимости от указанных выше факторов был проведен в ВТИ и ОРГРЭС [17]. Результаты расчетов приведены на рис. 8.5, 8.6.

На рис. 8.5 представлены зависимости разверочных характеристик от неравномерности обогрева (η_r) для давления $p = 23,544$ МПа при различных энтальпиях среды на входе $h_{вх}$ и приращениях энтальпии среды в элементе $\Delta h_{эл}$. Из рис. 8.5, а видно, что с увеличением неравномерности обогрева снижается ρ_r , что говорит об увеличении гидравлической разверки, и увеличиваются температуры среды на выходе из

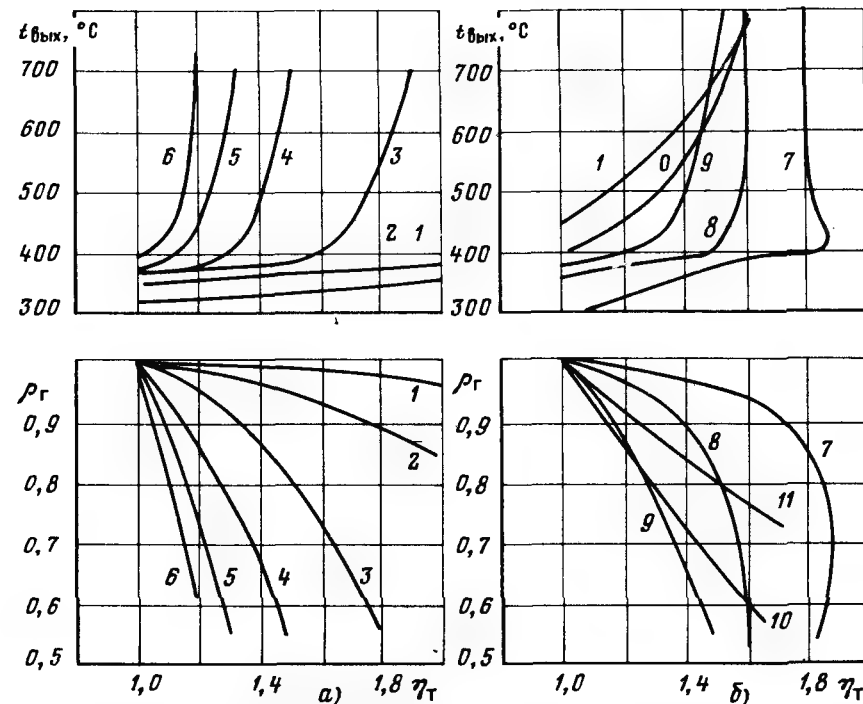


Рис. 8.5. Разверочные характеристики ($p = 23,5$ МПа) по [17]:

а — при различных $\Delta h_{эл}$ ($h_{вх} = 1250$ кДж/кг); б — при различных $h_{вх}$ ($\Delta h_{эл} = 835$ кДж/кг); 1–6 — $\Delta h_{эл}$ соответственно 210, 418, 625, 835, 1050, 1250 кДж/кг; 7–11 — $h_{вх}$ соответственно 418, 625, 1250, 1680, 2100 кДж/кг

разверенных труб. С увеличением приращения энтальпии в элементе скорость и глубина снижения ρ_r возрастают, в соответствии с этим происходит возрастание энтальпии среды в разверенных трубах. Из рис. 8.5, б при низких значениях $h_{вх}$ крутизна падения ρ_r , начиная с некоторых значений η_r , резко возрастает. Такие разверочные характеристики, когда малому приращению η_r соответствуют резкое снижение расхода и повышение температуры на выходе, не обеспечивают надежную работу элемента.

На рис. 8.6 представлены зависимости ρ_r и $t_{вых}$ от энтальпии воды на входе при докритических и сверхкритических давлениях при различных значениях η_r . Как видно из рисунка, ρ_r имеет экстремальные значения при определенных значениях $h_{вх}$. Это, в свою очередь, определяет максимальную температурную разверку, причем эти закономерности действительны как для докритических, так и сверхкритических давлений. Эта область повышенной теплогидравлической разверки является наиболее опасной для разверенных труб и указывает на очень большую чувствительность элементов к разверкам.

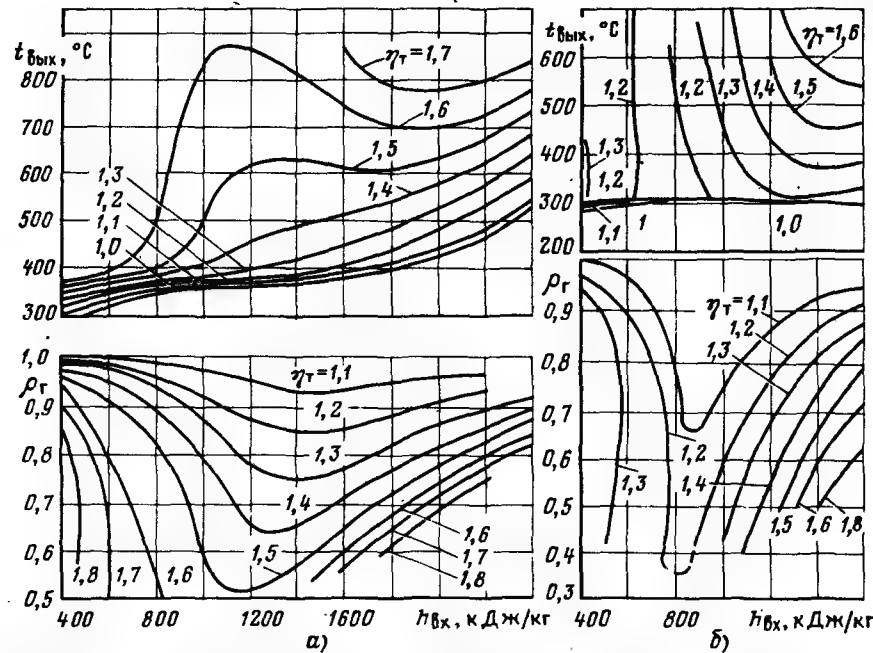


Рис. 8.6. Зависимость коэффициента гидравлической разверки и температуры на выходе из развернутой трубы от входной энтальпии по [17]:

$a - p = 19,62$ МПа; $b - p = 11,8$ МПа, $\Delta h_{эл} = 838$ кДж/кг

На рис. 8.7 даны зависимости экстремальных значений входных энтальпий от среднего тепловосприятия элемента при различных η_T для докритических и сверхкритических параметров. При $\Delta h_{эл} \rightarrow 0$ $t_{вх}^{экс}$ при данном давлении стремится к определенному значению, при котором имеет место наибольшая чувствительность элемента к разверкам. Точка максимальной чувствительности при докритическом давлении совпадает с точкой начала кипения h' , а при сверхкритических давлениях эта точка несколько ниже начальной границы ЗБТ. С повышением тепловосприятия элемента зона максимальной чувствительности по входной энтальпии снижается.

На рис. 8.8 дана зависимость ρ_T от входных энтальпий при различных давлениях, из которой видно, что для сверхкритических давлений худшие условия возникают в области входных энтальпий 1300 — 1600 кДж/кг. Кроме того, нетрудно видеть, что с повышением давления гидравлическая разверка существенно снижается.

Рассмотрение влияния основных параметров мы проводили без учета конструктивных особенностей, нивелирных напоров и коллекторного эффекта. Наличие гидравлической нетождественности $\eta_T = z_{тр}/z <$

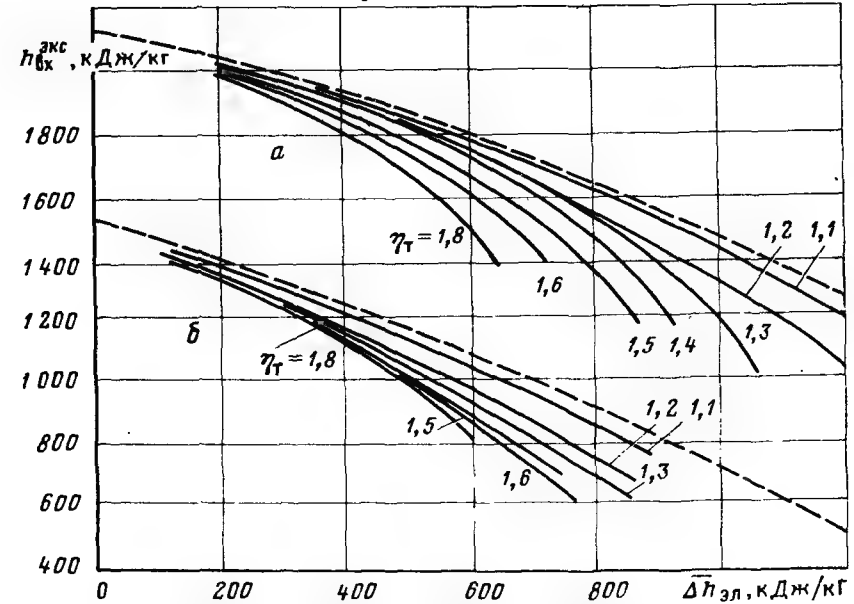


Рис. 8.7. Экспериментальная зависимость $h_{вх}^{экс}$ от тепловосприятия элемента по [17]:

$a - 23,5$ МПа; $b - 11,8$ МПа

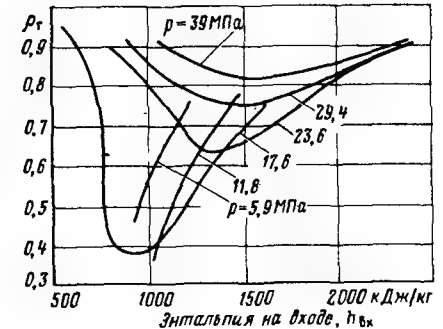


Рис. 8.8. Сравнительные зависимости коэффициента гидравлической разверки от входной энтальпии при различных давлениях ($\Delta h_{эл} = 835$ кДж/кг, $\eta_T = 1,4$) по [17]

< 1 , совпадающее по своему действию с неравномерностью тепловосприятия, будет усиливать разверку. Шайбование змеевиков, повышающее η_T , будет снижать разверку. Повышенный нивелирный напор в более обогреваемой трубе увеличивает теплогидравлическую разверку. При верхнем расположении коллекторов в элементах с подъемно-опускным движением, среды нивелирный напор снижает разверку, при нижнем — увеличивает ее.

Влияние нивелирного напора и других факторов на теплогидравлическую разверку в каждом отдельном случае надо оценивать на основании специально выполненных расчетов для той или иной конструкции элемента.

На теплогидравлическую разверку наряду с конструктивными факторами существенное влияние оказывают эксплуатационные условия, которые связаны с $\Delta h_{эл}$ и η_T . Наиболее неблагоприятными в этом отношении будут пониженные нагрузки, в особенности нагрузки, при которых производится растопка котлов. При растопочных режимах расход воды 30–40% номинальной паропроизводительности (возможно увеличение $\Delta h_{эл}$, а неинтенсивный процесс горения в топке с частичным включением отдельных горелок) может вызвать увеличение тепловой неравномерности η_T . Поэтому анализ надежности элементов должен в первую очередь производиться при растопочных режимах, при которых в эксплуатации имеет место большинство повреждений поверхностей нагрева.

Отметим, что при больших значениях энтальпий среды на входе гидравлическая разверка снижается (рис. 8.8). Поэтому теплогидравлическая разверка наиболее опасной будет в первую очередь для НРЧ; при растопочных режимах, когда нагрев среды в начале растопки будет незначительным, теплогидравлические разверки могут быть опасными и для других поверхностей, расположенных за НРЧ.

8.7. Методы повышения надежности парообразующих элементов

При конструировании поверхностей нагрева и их эксплуатации необходимо стремиться к снижению неравномерности обогрева, так как этот фактор играет очень существенную роль в создании теплогидравлических разверок. Кроме того, необходимо стремиться к выбору элементов, обладающих однозначными (стабильными) характеристиками.

При значительных неравномерностях тепловосприятий одним из средств выравнивания гидродинамических характеристик является шайбование, с помощью которого можно снизить неравномерности как между отдельными подпотоками (при делении всего потока на подпотоки с разными условиями теплообмена), так и отдельных труб в элементе.

Существенную роль при теплогидравлических разверках играет повышение энтальпии в элементе ($\Delta h_{эл}$). В случае, когда расчеты разверочной характеристики показывают неудовлетворительную разверку, одной из радикальных мер является разделение элемента на две части; при этом должно быть предусмотрено тщательное перемешивание среды в рассечке. При отсутствии должного перемешивания эффект от разделения элемента промежуточными коллекторами существенно снижается.

Для снижения приращения энтальпии в элементе могут быть использованы такие средства, как рециркуляция среды (комбинированная циркуляция, см. гл. 12). Однако этот метод приемлем при сравнительно умеренных удельных тепловых нагрузках. При сжигании, например, жидких топлив с высокими локальными тепловыми нагрузками при значительных повышениях входных энтальпий возникает опасность концентрации внутренних отложений на ограниченных по размеру поверхностях. В этом случае для снижения локальных тепловых нагрузок рациональным будет применение рециркуляции газов.

Элементы с подъемным движением среды при сверхкритических давлениях обладают однозначными характеристиками, а при докритических давлениях в таких элементах многозначные характеристики менее вероятны. Поэтому надо стремиться при конструировании в первую очередь рассматривать возможность применения таких элементов.

При рассмотрении только главных факторов, обуславливающих надежность работы поверхностей нагрева, видно, что создание надежно работающего прямоточного котла является непростой задачей. При решении ее топочный и гидродинамические процессы должны быть тесно увязаны.

Глава девятая

ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА В ТРУБНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

9.1. Физическая сущность явления

Пульсациями потока называется циклическое изменение расхода рабочей среды. Различают общекотловые и межвитковые пульсации. Общекотловые пульсации представляют собой колебания расхода рабочей среды в отдельных элементах и паровом котле в целом. Они могут возникать под действием внешних факторов: изменения расхода пара, питательной воды, при неустойчивой работе питательного насоса и др. Эти пульсации устраняются системой автоматического регулирования, и соответствующим подбором характеристик автоматики могут быть приведены к быстро захватающим колебаниям. Как правило, эти пульсации при правильно спроектированной системе автоматики не вызывают повреждений котельного агрегата и его элементов.

Межвитковые пульсации могут возникать в одном или нескольких параллельно включенных змеевиках. Проявляются они в виде незатухающих гармонических колебаний расходов с постоянной амплитудой и периодом колебаний; при этом расходы на входе в трубу сдвинуты по фазе с расходом на выходе из трубы (рис. 9.1). При установившемся пульсационном режиме расходы через элемент в целом, как правило, остаются постоянными.

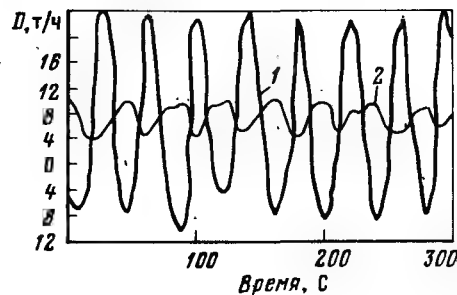


Рис. 9.1. Изменение расходов среды на входе и выходе в пульсационном контуре БПК:

1, 2 — расход на входе и выходе при $p=1,04$ МПа, $t_{вх} = 34$ °С

Межвитковые пульсации могут возникать при неизменном тепловом и гидравлическом режиме, но чаще они появляются в результате изменения одного из режимных параметров (тепловой нагрузки, массовой скорости, энтальпии среды на входе). Для прямоточных паровых котлов пульсации недопустимы, так как они могут вызвать повреждение труб в результате пережога или переменных температурных напряжений.

Как в СССР, так и за рубежом делалось большое количество попыток анализа математической модели, описывающей процессы нестационарного теплообмена гидродинамики, как системы уравнений в частных производных, выражающих законы сохранения энергии, массы и количества движения в однофазном и двухфазном потоках. При этом в связи с большим числом нелинейностей и большим порядком системы расчеты могли быть произведены на ЭЦВМ. Такой анализ с сопоставлением его с опытными данными был произведен в ЦКТИ [25]. По результатам этого анализа механизм возникновения пульсации состоит в следующем.

Представим себе элемент, состоящий из нескольких труб, включенных между входным и выходным коллекторами, и проследим за процессами, которые могут возникнуть в одной из труб этого элемента (рис. 9.2). В элемент подается недогретая до насыщения вода в количестве, составляющем определенную массовую скорость в трубах и определенный перепад давлений в элементе. Уравнение количе-

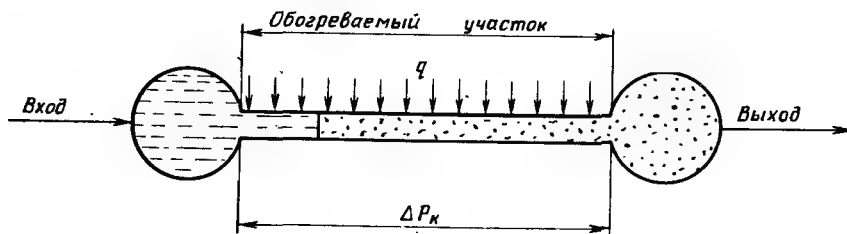


Рис. 9.2. Принципиальная схема, принимаемая для описания пульсаций потока

ства движения, определяющее изменение расхода в горизонтальной трубе, можно представить в следующем виде:

$$\frac{L}{g} \frac{d(w_m)}{dt} = \Delta p_k - (\Delta p_{тр} + \Delta p_m + \Delta p_{уск}), \quad (9.1)$$

где Δp_k — перепад давлений между коллекторами, Па; $\Delta p_{тр}$, Δp_m , $\Delta p_{уск}$ — потери давления от трения, местных сопротивлений и на ускорение среды.

Будем теперь, уменьшая расход, уменьшать перепад давления в элементе. При этом в отдельно взятой трубе будет происходить увеличение длины испарительного участка, а в соответствии с этим его сопротивление.

При некотором соотношении между Δp_k и суммой сопротивления с отрицательным знаком в правой части уравнения, т. е. при некотором граничном расходе воды через элемент, правая часть уравнения будет уменьшаться и окажется отрицательной. Это обусловит уменьшение скорости на входе, в то время как скорость на выходе будет еще возрастать. После достижения возмущения по расходу конца испарительного участка сопротивления его, вследствие падения скорости на входе, будут снижаться, увеличивая правую часть уравнения. При этом правая часть, увеличиваясь, пройдет через нулевое значение и станет положительной. В соответствии с этим начнет увеличиваться скорость на входе и опять начнется увеличение сопротивления, а следовательно, снижение правой части уравнения. Если в этот период нестационарного движения воды в трубе остановить изменение давления в элементе, то в трубе будут поддерживаться периодические пульсации расхода с постоянной амплитудой.

При вертикальном расположении труб в элементе к отрицательному числу правой части добавляется еще и нивелирный напор. Тогда уравнение (9.1) примет вид

$$\frac{L}{g} \frac{d(w_m)}{dt} = \Delta p_k - (\Delta p_{тр} + \Delta p_m + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}). \quad (9.2)$$

Механизм возникновения пульсаций в вертикально расположенных элементах одинаков с механизмом возникновения пульсаций в горизонтальных элементах, и как для горизонтального, так и для вертикального элементов будет некоторый граничный расход, а следовательно, граничная массовая скорость, при которой наступает неустойчивое движение среды в отдельных одной или нескольких трубах.

Поставим на входе в трубу дополнительное сопротивление в виде шайбы. Это сопротивление увеличит суммарное сопротивление элемента, и влияние переменных сопротивлений, находящихся в отрицательном числе правой части, уменьшится, что увеличит устойчивость системы, а следовательно, снизит граничную массовую скорость, при которой возникают пульсации. Таким образом, шайбование труб на входе является средством, подавляющим пульсации.

Вернемся еще раз к уравнению (9.2) и рассмотрим более подробно влияние такого фактора, как нивелирный напор. Наличие в вертикальной трубе нивелирной составляющей, которая может иметь существенное запаздывание и значительную амплитуду, может привести к тому, что возникновение пульсаций будет происходить при больших граничных массовых скоростях, чем в горизонтальной трубе.

С этих позиций рассмотрим влияние недогрева воды на входе в элемент на границу устойчивости движения. При малом недогреве влияние изменения нивелирного напора невелико, поэтому по устойчивости система вертикального элемента приближается к системе горизонтального элемента. По мере снижения недогрева до определенных пределов изменение нивелирного напора в ходе неустановившегося движения будет возрастать и снижать устойчивость. Однако при больших недогревах изменение нивелирного напора в неустановившемся движении уменьшается и система вертикальных элементов снова приближается по устойчивости к системе горизонтальных элементов.

9.2. Расчет шайбования для устранения пульсаций

Решение системы уравнений в частных производных, описывающих процессы нестационарного теплообмена и гидродинамики при пульсациях с помощью ЭВМ, в увязке с экспериментальными данными, позволило ЦКТИ разработать методику расчета граничных массовых скоростей и шайбования как средства подавления пульсаций. Эта методика включена в Нормативный метод гидравлических расчетов паровых котлов:

Как показали экспериментальные исследования, с повышением массовой скорости пульсации менее вероятны; вероятность их возникновения повышается с увеличением тепловой нагрузки. Поэтому расчетная массовая скорость при всех режимах работы парового котла, включая и растопочные режимы, должна быть больше некоторой граничной массовой скорости, при которой возникают пульсации:

$$w_{mgr} < w_{mpac} \quad (9.3)$$

Здесь w_{mgr} — некоторая граничная массовая скорость, при которой возникают пульсации, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; w_{mpac} — расчетная массовая скорость, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

На основании опытных данных граничную массовую скорость в горизонтальном витке рекомендуется определять по формуле

$$w_{mgr} = 6,26 \cdot 10^{-6} w_{mgr}^n \bar{q} \frac{l}{d}, \quad (9.4)$$

где w_{mgr}^n — номограммная граничная массовая скорость, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $\bar{q}$ — средняя удельная тепловая нагрузка, $\text{кВт}/\text{м}^2$; l, d — длина и внутренний диаметр змеевика, м.

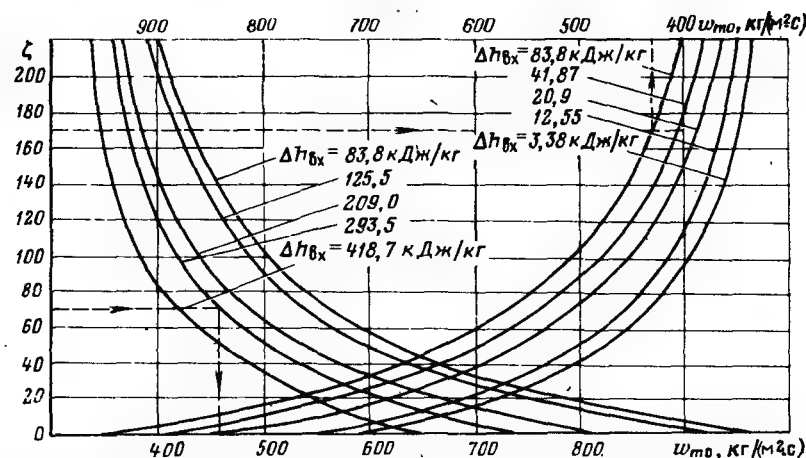


Рис. 9.3. Номограмма для определения номограммной массовой скорости при давлении 9,8 МПа

Номограммную массовую скорость для горизонтального витка рекомендуется определять по формуле

$$w_{mgr}^n = w_{m0} K_p, \quad (9.5)$$

где w_{m0} — номограммная массовая скорость при давлении 9,8 МПа, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ (определяется по номограмме на рис. 9.3); K_p — поправочный коэффициент на давление (определяется по номограмме на рис. 9.4).

На вертикальной оси номограмм откладывается коэффициент гидравлического сопротивления эмеевика на входе

$$\xi = \xi_{вх} + \Sigma \xi_m + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{ш}, \quad (9.6)$$

где $\xi_{вх}$ — коэффициент гидравлического сопротивления на входе в эмеевик из коллектора; $\Sigma \xi_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

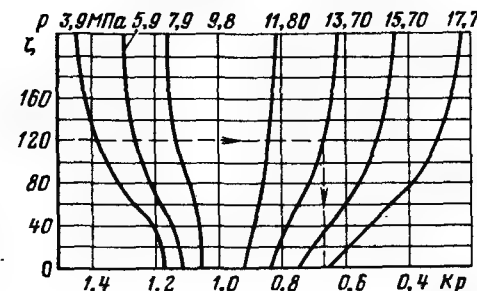


Рис. 9.4. Номограмма для определения поправочного коэффициента на давление

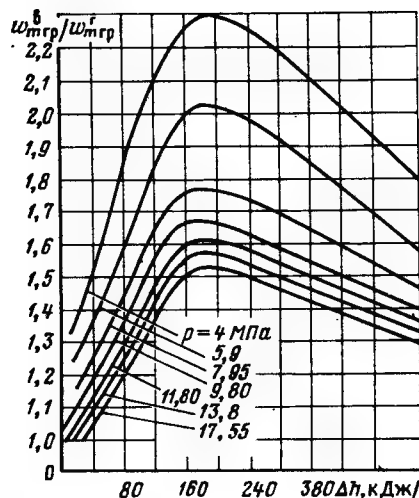


Рис. 9.5. Номограмма для определения коэффициента C

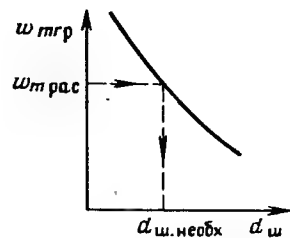


Рис. 9.6. К определению диаметра шайбы

тивлений на необогреваемой части змеевика; $\lambda \frac{l}{d}$ — коэффициент сопротивления от трения на необогреваемой части змеевика; $\xi_{ш}$ — коэффициент сопротивления шайбы.

Коэффициент сопротивления шайбы, отнесенный к скорости в трубе, достаточно точно можно определить по формуле [23]

$$\xi_{ш} = 2 \left[\left(\frac{d}{d_{ш}} \right)^2 - 1 \right]^2. \quad (9.7)$$

С увеличением коэффициента сопротивления резко снижается граничная массовая скорость w_{m0} . Это соответствует тому положению, что шайбование змеевиков является мощным средством, обеспечивающим беспульсационный режим работы обогреваемых змеевиков при принудительном движении среды.

Граничная массовая скорость в вертикальных змеевиках

$$w_{mгр}^B = C w_{mгр}, \quad (9.8)$$

где $w_{mгр}$ — граничная массовая скорость, определяемая по формуле (9.4), кг/(м² · с); C — поправочный множитель, определяемый по номограмме рис. 9.5.

Проверку на отсутствие пульсаций в змеевиках следует производить по неравенству (9.3). В том случае, когда неравенство (9.3) не соблюдается, рекомендуется, пользуясь (9.4) — (9.9) и задаваясь диаметром шайбы, определять $w_{mгр}$ и строить график зависимости $w_{mгр}$ от диаметра шайбы (рис. 9.6). Затем следует отложить расчетную массовую скорость на оси ординат, провести горизонталь до пересечения с кривой

$w_{mгр} = f(d_{ш})$, опустить из точки пересечения перпендикуляр на ось абсцисс и получить необходимый диаметр шайбы.

При определении диаметра шайбы в качестве определяющей граничной массовой скорости $w_{mгр}$ следует принимать минимально принятую для данного элемента массовую скорость по условиям надежности работы этого элемента в эксплуатации.

Следует отметить, что при установке шайб для ликвидации пульсаций обеспечивается необходимая крутизна и однозначность гидродинамической характеристики змеевика. Поэтому проверка крутизны и однозначности характеристики после такого шайбования не требуется.

Глава десятая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ И ЭЛЕМЕНТОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

10.1. Порядок расчета прямоточных котлов

Задачами гидравлического расчета прямоточных паровых котлов являются: определение потерь давления по всему пароводяному тракту, обеспечение надежности поверхностей нагрева, выбор рациональной компоновки поверхностей нагрева. Гидравлические расчеты должны производиться на номинальную, минимально допустимую по условиям надежности нагрузку котлов, а также для растопочных режимов.

Основными исходными данными для гидравлических расчетов являются тепловые расчеты котла на режимы, на которые предусматриваются гидравлические расчеты, и конструкция котла с точными данными о геометрических размерах всех элементов с указанием диаметра и числа труб, их длин, всех местных сопротивлений, размеров и месторасположения коллекторов и способов подвода и отвода к ним труб, число и диаметр соединительных труб и т. д.

Принцип деления каждого элемента на участки и порядок распределения тепловых нагрузок по участкам даны в первой части книги. Там же даны рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений.

10.2. Определение потерь давления в пароводяном тракте прямоточного котла

Одной из задач гидравлического расчета прямоточного котла является определение перепадов давления как по отдельным элементам пароводяного тракта, так и по котлу в целом. Определение перепадов давлений по отдельным элементам дает возможность установить давление среды до и после каждого элемента, что необходимо для последующих расчетов, связанных с обеспечением надежности поверхностей нагрева. Определение суммарного перепада давлений по котлу в целом требуется для выбора необходимого напора питательного насоса. С этой

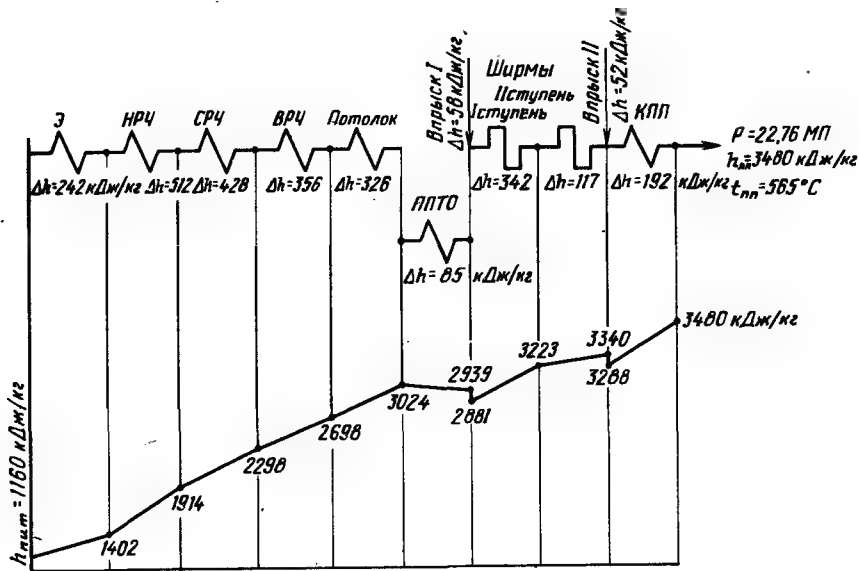


Рис. 10.1. Принципиальная схема пароводяного тракта и энтальпии среды по элементам схемы

целью на основании данных теплового расчета и конструкции парового котла составляется расчетная схема пароводяного тракта с нанесением средних тепловосприятий каждого элемента и энтальпии среды на входе и выходе (рис. 10.1). Затем составляются расчетные схемы каждого элемента с разбивкой на участки, после чего можно приступить к расчету.

Расчет потерь давлений начинается с выходного элемента применительно к схеме с конвективным пароперегревателем. Для этого элемента имеются все параметры на выходе (давление, энтальпия и температура). Для определения средней плотности среды следует предварительно задаться входным давлением, а затем его рассчитывают по уравнению

$$p_{вх} = p_{вых} + 10^{-6} \Delta p_{эл}, \quad (10.1)$$

где $\Delta p_{эл}$ — потери давления в элементе, Па.

Допускаемое расхождение между заданным давлением и полученным по уравнению (10.1) может составить $\pm 5\%$.

Если в элементе установлены шайбы, при определении перепада давлений необходимо учитывать и сопротивление шайб.

При сверхкритических параметрах расчеты потерь давления от трения и местных сопротивлений ведутся без деления на участки с различным фазовым состоянием среды, а при докритических параметрах — с разделением всей длины элемента на такие участки. При равномерном обогреве элемента на всей длине труб длины с различным состоянием среды определяются уравнениями

$$l_{эл} = l_{до} + \Delta h_{ж} \frac{l}{\Delta h_{эл}}; \quad (10.2)$$

$$l_{исп} = r \frac{l}{\Delta h_{эл}}; \quad (10.3)$$

$$l_{пе} = l - l_{эл} - l_{исп}, \quad (10.4)$$

где l — полная длина обогреваемых змеевиков, м; $\Delta h_{ж}$ — недогрев воды до кипения на входе в элемент, кДж/кг; r — теплота парообразования, кДж/кг; $\Delta h_{эл}$ — повышение энтальпии в элементе, кДж/кг.

При отсутствии экономайзерного участка

$$l_{исп} = l_{до} + \frac{r(1 - x_{вх})l}{\Delta h_{эл}}; \quad (10.5)$$

$$l_{пе} = l - l_{исп}, \quad (10.6)$$

где $x_{вх}$ — паросодержание на входе в элемент.

При расчете переходной зоны

$$l_{пе} = \frac{(h_{п.з} - h'')l_{п.з}}{\Delta h_{п.з}}; \quad (10.7)$$

$$l_{исп} = l_{п.з} - l_{пе}, \quad (10.8)$$

где $h_{п.з}$ — энтальпия среды после переходной зоны, кДж/кг; $\Delta h_{п.з}$ — перепад энтальпий во всей переходной зоне, кДж/кг; $l_{п.з}$ — полная длина змеевиков переходной зоны.

При таком разделении на участки при разных состояниях среды сумму нивелирных перепадов целесообразно рассчитывать как

$$\Delta p_{нпв} = g [\pm \Sigma (H_{эл} \bar{\rho}_{эл}) \pm \Sigma (H_{исп} \bar{\rho}_{исп}) \pm \Sigma (H_{пе} \bar{\rho}_{пе})]. \quad (10.9)$$

При определении полного перепада давлений прямооточного котла надо учитывать сопротивление арматуры пароводяного тракта, включая главную парозапорную задвижку, и пароохладителей по уравнению

$$\Delta p_{к} = \Sigma \Delta p_{эл} + \Sigma \Delta p_{арм} + \Sigma \Delta p_{охл} + \Delta p_{р.п.к}, \quad (10.10)$$

где $\Sigma \Delta p_{эл}$ — сумма перепадов давлений во всех элементах котла, Па; $\Sigma \Delta p_{арм}$ — суммарный перепад давления во всей арматуре от питательной линии до главной задвижки, кроме регулирующей арматуры, Па; $\Sigma \Delta p_{охл}$ — перепад давлений в пароохладителях, Па; $\Delta p_{р.п.к}$ — перепад давлений в регулирующем клапане питательной воды, Па.

Последний перепад давлений принимается в соответствии с техническими условиями на поставку парового котла и требованиями автоматики. Желательно, чтобы этот перепад не превышал 15% перепада давлений во всех элементах парогенератора.

10.3. Особенности расчета циркуляции в котле с многократной принудительной циркуляцией

Не останавливаясь на подготовке исходных данных и на распределении тепловых нагрузок, которые были рассмотрены ранее, рассмотрим порядок расчета циркуляции на примере парового котла с многократной принудительной циркуляцией (рис. 10.2). Котел имеет два циркуляционных насоса, каждый из которых подает воду на одну половину котла. Каждая из этих половин включает в себя одну экранную панель фронтального экрана, одну панель заднего экрана и три панели боковых экранов. Таким образом, каждый из насосов включен в независимый контур, в парообразующую часть включено несколько элементов параллельно.

В силу того что гидродинамические характеристики параллельно включенных панелей складываются при постоянных расходах, их удобно строить в зависимости от расхода циркулирующей воды.

Перепад давлений в элементах (панелях) определяется как сумма перепадов давлений на отдельных последовательно включенных участках:

$$\Delta p_{эл} = \Sigma \Delta p_{уч}. \quad (10.11)$$

Перепад давлений на участках

$$\Delta p_{уч} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{нив} + \Delta p_{ш}, \quad (10.12)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери давления от трения, Па; $\Delta p_{м}$ — сумма местных сопротивлений, Па; $\Delta p_{нив}$ — нивелирный напор, Па; $\Delta p_{ш}$ — потери давлений в шайбах (если они установлены), Па.

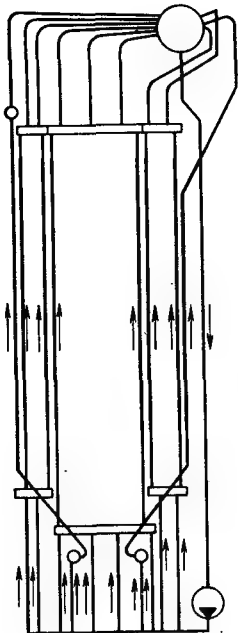


Рис. 10.2. Схема циркуляционных контуров парового котла с многократной принудительной циркуляцией

В нашем примере рассмотрим построение гидравлической характеристики для одной из панелей боковых экранов. Примем для упрощения, что эта панель состоит из подводящих труб от нагнетательного коллектора циркуляционного насоса до коллектора экрана (первый участок), экранных труб (второй участок) и пароотводящих труб (третий участок).

Перепад давлений на первом участке:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{нив} + \Delta p_{ш} = \\ &= z \frac{w_m^2}{2\rho'} + gH\rho' + \Delta p_{ш}. \end{aligned} \quad (10.13)$$

Так как последующий участок (обогреваемая панель) получает теплоту, определяется высота точки закипания, м:

$$\begin{aligned} H_{эк} &= H_{до} + \frac{\Delta h_б + \frac{\partial h'}{\partial p} g\rho' \left[\frac{\Delta p_{нас} \cdot 10^6}{g\rho'} + \right. \\ &\quad \left. \frac{Q_1}{H_1 G_{ц}} + \frac{\partial h'}{\partial p} \rho' g \right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta p_{вс} - \Delta p_{нап} - \Delta p_{эк}}{g\rho'} \right]}{g\rho'}, \end{aligned} \quad (10.14)$$

где $H_{до}$ — высота до начала обогрева, м; $\Delta h_б$ — недогрев воды в верхнем барабане, кДж/кг; $\partial h'/\partial p$ — изменение теплоты жидкости при изменении давления, кДж/(кг · Па); $\Delta p_{нас}$ — напор, создаваемый насосом (при отсутствии данных о насосе можно приближенно принимать его равным 0,2–0,3 МПа); $\Delta p_{вс}$ — перепад давлений на всасывающих линиях насоса, Па; $\Delta p_{нап}$ — перепад давлений от насоса до входа в коллектор экрана, Па; $\Delta p_{эк}$ — перепад давлений на экономайзерном участке, Па [учитывая то, что длина экономайзерного участка невелика, в расчет принимаются только местные сопротивления, включая установленные шайбы (если они есть)]; Q_1 — тепловосприятие подъемного участка, кВт; H_1 — высота участка, м.

На основании определения высоты экономайзерного участка (точки закипания) определяется его длина.

Перепад давления на экономайзерном участке

$$\Delta p_{2эк} = \Sigma \Delta p_{м} + \Delta p_{нив}. \quad (10.15)$$

Перепад давления от трения не учитывается ввиду незначительной длины участка. Нивелирный напор

$$\Delta p_{нив} = (H_{до} + H_{эк}) \rho' g. \quad (10.16)$$

Перепад давления на испарительной части участка

$$\Delta p_{2\text{исп}} = z \frac{w_{m2}^2}{2\bar{\rho}} + (H_2 - H_{\text{до}} - H_{\text{эк}})g\bar{\rho}, \quad (10.17)$$

где H_2 — полная высота второго участка, м; $\bar{\rho}$ — средняя действительная плотность пароводяной смеси на испарительном участке, кг/м³.

Средняя действительная плотность на испарительном участке

$$\bar{\rho} = \bar{\varphi}\rho'' + (1 - \bar{\varphi})\rho', \quad (10.18)$$

где $\bar{\varphi} = \frac{1}{2}\varphi_{\text{кон}}$ — среднее объемное напорное паросодержание в испарительном участке;

$$\varphi = C\beta. \quad (10.19)$$

Суммарный перепад давлений во втором участке

$$\Delta p_2 = \Delta p_{2\text{эк}} + \Delta p_{2\text{исп}}. \quad (10.20)$$

Перепад давлений на третьем участке (участок необогреваемый)

$$\Delta p_3 = \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{нив}} = z \frac{w_{m3}^2}{2\rho_3} + gH_3\bar{\rho}_3, \quad (10.21)$$

где $\bar{\rho}_3$ — средняя плотность среды на третьем участке.

Отметим, что при определении z в последнем уравнении следует учитывать в числе местных сопротивлений и сопротивление внутрибарбанных сепарационных устройств.

Суммарный перепад давлений

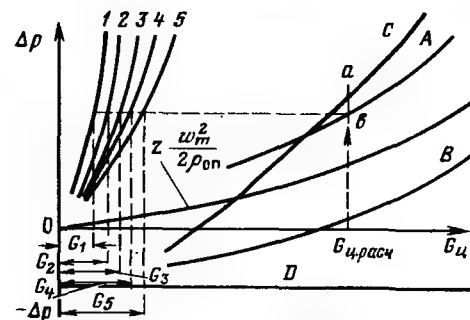
$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (10.22)$$

Аналогично исчисляются и перепады давлений в остальных панелях, которые включаются параллельно. Для каждого параллельно включенного элемента (панели) строятся гидродинамические характеристики при различных расходах. При этом обычно задаются линейными скоростями на входе в подъемные трубы. Нормативным методом [6] рекомендуется принимать 0,5, 1,0 и 2 м/с (обычно не меньше трех значений). Пример построения характеристик (линии 1–5) для нашего случая и графического их сложения (линия А) дан на рис. 10.3. На этом же рисунке показан перепад давлений во всасывающей (опускной) системе от барабана до насоса:

$$\Delta p_{\text{оп}} = z \frac{w_{\text{мон}}^2}{2\rho'} - gH_{\text{оп}}\rho', \quad (10.23)$$

где $H_{\text{оп}}$ — высота от уровня в барабане до оси насосов, м.

Рис. 10.3. Графоаналитический расчет циркуляции в паровом котле с многократной принудительной циркуляцией



В уравнении (10.23) нивелирный набор будет отрицательным (движение среды сверху вниз) и постоянным по значению, так как его значение не зависит от расхода среды (линия D). Что касается гидравлических сопротивлений, то они будут положительными и будут изменяться пропорционально квадрату массовой скорости (расхода). Суммарный перепад давлений в опускной линии будут выражаться кривой B. А так как опускная линия последовательно включена с подъемными элементами контура, то суммарная характеристика всего контура графически будет определяться как алгебраическая сумма линий A и B (линия C).

Теперь, задаваясь кратностью циркуляции, которую рекомендуется принимать 4–8 кг/кг, а лучше 8–10 кг/кг, откладываем на оси абсцисс расход

$$G_{\text{ц.расч}} = \frac{1}{2} KD_{\text{ном}}, \quad (10.24)$$

проводим перпендикуляр до пересечения с линией C. Точка пересечения a дает параметры для выбора циркуляционного насоса (напор, производительность). Пересечение этого перпендикуляра с линией A дает точку б; линия, проведенная из этой точки, параллельная оси абсцисс в местах ее пересечения с характеристиками контуров, определяет расходы по этим контурам.

В уравнении (10.24) принято $\frac{1}{2}KD_{\text{ном}}$, так как на котле устанавливается два насоса, каждый из которых обеспечивает половину всех контуров котла.

Так как циркуляционные насосы подают воду с параметрами, близкими к насыщению, то при недостаточном подпоре перед насосом может происходить вскипание воды (запаривание насоса), что может вызвать серьезное расстройство циркуляции вплоть до срыва подачи воды насосом, а следовательно, к прекращению циркуляции. Для предотвращения этого недопустимого явления подпор перед насосом

$$\rho_{\text{он}}gH_{\text{он}} - \Delta p_{\text{оп}} > 1,1\Delta p_{\text{вс}}, \quad (10.25)$$

где $\Delta p_{вс}$ — подпор насоса, устанавливается заводом изготовителем или экспериментально, Па; $\Delta p_{оп}$ — сопротивление опускного участка до насоса, Па; $H_{оп}$ — высота опускного участка до насоса, м; $\rho_{оп}$ — плотность среды в опускном участке, кг/м³, определяется с учетом сноса пара из барабана.

10.4. Особенности расчета пароперегревателей

При гидравлических расчетах пароперегревателей для каждого элемента определяются массовые скорости, гидравлические и тепловые разверки, потери давления, запасы надежности по температурному режиму и застою пара в трубах.

Средние энтальпии пара на выходе из элемента пароперегревателя и разверенной трубы

$$h_{вых} = h_{вх} + \Delta h_{эл};$$

$$h_{макс} = h_{вых} + \Delta h_{эл}(\rho_q - 1).$$

В том случае, когда перед рассчитываемым элементом находится также пароперегревательный элемент, а перемешивание пара после этого элемента будет несовершенным, энтальпия пара на выходе из разверенной трубы рассчитываемого элемента

$$h_{макс} = h_{вых} + \Delta h_{эл}(\rho_q - 1) + a \bar{\Delta} h'_{эл}(\rho'_q - 1), \quad (10.26)$$

где $\bar{\Delta} h'_{эл}$, ρ'_q — среднее приращение энтальпии среды в предыдущем элементе и коэффициент тепловой разверки в предыдущем элементе; a — коэффициент, учитывающий несовершенство промежуточного перемешивания пара.

Коэффициент a рекомендуется принимать в зависимости от схемы пароперегревателя на входе в элемент. При одностороннем подводе пара в торец раздающего коллектора, а также при полном перемешивании пара в предшествующем элементе $a = 0$. При двустороннем вводе пара в раздающий коллектор, а также при небольшом количестве подводящих труб из предыдущего элемента в распределительный коллектор расчетного элемента $a = 0,5$. При проходном коллекторе или при большом числе подводов из собирающего коллектора предыдущего элемента в расчетный элемент ($n_{под}/n_{эл} > 0,3$) $a = 1,0$.

Суммарное сопротивление пароперегревателя, например котла с естественной циркуляцией, определяется по формуле

$$\Delta p_{пп} = \Sigma \Delta p_{эл} + \Sigma \Delta p_{рег} + \Delta p_{сеп} + \Delta p_{арм}, \quad (10.27)$$

где $\Sigma \Delta p_{эл}$ — перепады давлений во всех последовательных элементах, Па; $\Sigma \Delta p_{рег}$ — перепады давлений во всех регуляторах пароперегрева, Па; $\Delta p_{сеп}$ — перепад давления в сепарационных устройствах в паровом тракте, Па; $\Delta p_{арм}$ — перепады давлений в арматуре, Па.

Гидравлическая разверка в пароперегревательных элементах вычисляется по методике, рассмотренной в гл. 8. Следует лишь заметить следующее. При использовании для расчетов (8.12) надо учесть, что разница нивелирных напоров исчисляется только при одноходовых элементах, когда движение пара имеет только один ход вверх или вниз и то лишь в тех случаях, когда $\frac{\Delta p_{нив} - \Delta p_{тр}}{\Delta p_{эл}} > 0,05$, где $\Delta p_{эл}$ — сум-

марный перепад давления в элементе. В других случаях разность нивелирных напоров при определении гидравлической разверки не учитывается. Отношение $\rho_{тр}/\rho$ при $\Delta h_{эл} \leq 170$ кДж/кг принимается равным единице при $p \leq 9,81$ МПа, а также при $\Delta p_{эл} \leq 125$ кДж/кг, при $p \geq 9,81$ МПа.

При расчете гидравлической разверки в ширмовых пароперегревателях надо иметь в виду, что гидравлическая разверка может иметь место как между отдельными, параллельно включенными ширмами, так и между отдельными трубами в ширме. Таким образом,

$$\rho_r = \rho_{г.ш} \rho_{г.тр}, \quad (10.28)$$

где $\rho_{г.ш}$ — коэффициент гидравлической разверки для рассчитываемой ширмы; $\rho_{г.тр}$ — коэффициент гидравлической разверки для разверенной трубы в ширме.

В пароперегревателях с вертикальным расположением змеевиков (недренируемые пароперегреватели) трубы перед растопкой заполняются водой. Эти водяные пробки во время растопки котла препятствуют прохождению через них пара, что может привести к их пережогу. Во избежание этого следует либо обеспечивать во время растопки температуру газов в области пароперегревателей ниже опасных температур для данного металла, из которого изготовлены трубы пароперегревателя, либо обеспечивать массовые скорости, способные выталкивать эти пробки. В этом случае массовые скорости должны быть не менее [6]

$$w_m > 4,4 \rho'' \sqrt{\frac{H_{эл} n_{оп}}{z_{эл}} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)}, \quad (10.29)$$

где $n_{оп}$ — число опускных ходов в элементе.

10.5. Изменение условий работы пароперегревателей шайбованием

Поставим следующую задачу. В пароперегревателе вследствие влияния неравномерности обогрева и коллекторных эффектов имеется некоторая температурная разверка. Установим на всех витках змеевиков шайбы переменного сечения (кроме трубы с минимальным расхо-

дом пара) с тем, чтобы получить одинаковые энтальпии среды на выходе из всех змеевиков, т. е. при $\rho_q = 1$.

Для этого случая мы можем записать

$$\begin{aligned} \bar{\Delta p}_{гид} + \bar{\Delta p}_{ш} + \bar{\Delta p}_{кол} + \bar{\Delta p}_{нив} &= \\ &= (\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} + (\Delta p_{кол}^{тр})_{мин} + (\Delta p_{нив}^{тр})_{мин}, \end{aligned} \quad (10.30)$$

где

$$\Delta p_{гид} = \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_m.$$

Левая часть уравнения написана для трубы со средним расходом среды при наличии шайб, правая сторона — для незащайбованного змеевика с минимальным расходом среды.

Из уравнения (10.30)

$$\bar{\Delta p}_{ш} = (\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} - \bar{\Delta p}_{гид} - (\delta \Delta p_{кол})_{мин} - (\delta \Delta p_{нив})_{мин}. \quad (10.31)$$

Здесь

$$(\delta \Delta p_{кол})_{мин} = \bar{\Delta p}_{кол} - (\Delta p_{кол}^{тр})_{мин};$$

$$(\delta \Delta p_{нив})_{мин} = \bar{\Delta p}_{нив} - (\Delta p_{нив}^{тр})_{мин}.$$

В силу того что $\rho_q = 1$, иными словами энтальпия пара на выходе из всех змеевиков будет одинаковой $(\delta \Delta p_{нив})_{мин} = 0$. По этой причине уравнение (10.31) будет упрощено:

$$\bar{\Delta p}_{ш} = (\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} - \bar{\Delta p}_{гид} - (\delta \Delta p_{кол})_{мин}. \quad (10.32)$$

Как было принято ранее в уравнении (8.6),

$$(\rho_r)_{тр.мин} = \frac{(w_m^{тр})_{мин}}{w_m}.$$

Выразим, как это было в уравнении (8.9),

$$\bar{w}_m = \sqrt{\bar{\Delta p}_{гид} \frac{2\bar{p}}{z}}; \quad (w_m^{тр})_{мин} = \sqrt{(\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} \frac{2\rho^{тр}}{z_{тр}}}.$$

Подставляя значения $\bar{w}_m$ и $(w_m^{тр})_{мин}$ в уравнение для ρ_r и учитывая, что $\rho_q = 1$ и $\rho^{тр}/\rho = 1$, получаем

$$(\rho_r)_{тр.мин} = \sqrt{\frac{(\Delta p_{гид}^{тр})_{мин}}{\Delta p_{гид}} \frac{\bar{z}}{z_{тр}}}, \quad (10.33)$$

или

$$(\rho_r^2)_{тр} = \frac{(\Delta p_{гид}^{тр})_{мин}}{\bar{\Delta p}_{гид}} \frac{1}{\eta_r}, \quad (10.34)$$

где $\eta_r = z_{тр}/\bar{z}$ — коэффициент гидравлической неравномерности.

Из уравнения (10.34)

$$(\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} = \bar{\Delta p}_{гид} (\rho_r^2 \eta_r)_{тр.мин}. \quad (10.35)$$

Принимая во внимание, что при $\rho_q = 1$, $\rho_r^2 = \eta_t^2 \eta_k^2$, получим

$$(\Delta p_{гид}^{тр})_{мин} = \bar{\Delta p}_{гид} (\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2). \quad (10.36)$$

При этом уравнение (10.32) будет иметь вид

$$\bar{\Delta p}_{ш} = \bar{\Delta p}_{гид} [(\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2)_{мин} - 1] - (\delta \Delta p_{кол})_{мин}. \quad (10.37)$$

Здесь $(\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2)_{мин}$ — комплекс для нешайбуемой трубы с минимальным расходом среды.

Теперь запишем уравнение (10.30) для любого рассматриваемого витка с учетом того, что $(\delta \Delta p_{нив})_{мин} = 0$:

$$\bar{\Delta p}_{гид} + \bar{\Delta p}_{ш} + \bar{\Delta p}_{кол} = \Delta p_{гид}^{тр} + \Delta p_{ш}^{тр} + \Delta p_{кол}^{тр}. \quad (10.38)$$

Отсюда

$$\Delta p_{ш}^{тр} = \bar{\Delta p}_{гид} + \bar{\Delta p}_{ш} - \Delta p_{гид}^{тр} + \delta \Delta p_{кол}^{тр}. \quad (10.39)$$

Как и ранее,

$$\Delta p_{гид}^{тр} = \bar{\Delta p}_{гид} (\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2), \quad (10.40)$$

где $\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2$ относятся к рассматриваемой трубе. Тогда сопротивление шайбы любой рассматриваемой трубы

$$\Delta p_{ш}^{тр} = \bar{\Delta p}_{ш} - \bar{\Delta p}_{гид} (\eta_t \eta_k^2 \eta_r^2 - 1) + \delta \Delta p_{кол}^{тр}. \quad (10.41)$$

Коллекторный эффект для любой трубы (см. гл. 3):
в схеме Z

$$\Delta p_{кол}^{тр} = \Delta p_{кс} \left[1 - \left(\frac{x_{тр}}{l} \right)^2 \right] - \Delta p_{кр} \left[2 \frac{x_{тр}}{l} - \left(\frac{x_{тр}}{l} \right)^2 \right]; \quad (10.42)$$

в схеме П

$$\Delta p_{кол}^{тр} = \frac{x_{тр}}{l} \left(2 - \frac{x_{тр}}{l} \right) (\Delta p_{кс} - \Delta p_{кр}). \quad (10.43)$$

Вычислим $(\delta \Delta p_{\text{кол}})_{\text{мин}}$ и $\delta \Delta p_{\text{кол}}^{\text{тр}}$, имея в виду, что коллекторный эффект для трубы со средним расходом составляет:

для схемы Z

$$\bar{\Delta p}_{\text{кол}} = 0,71 \Delta p_{\text{кс}} - 0,79 \Delta p_{\text{кр}},$$

для схемы П

$$\bar{\Delta p}_{\text{кол}} = \frac{2}{3} (\Delta p_{\text{кс}} - \Delta p_{\text{кр}}),$$

и подставим в (10.41).

Кроме того, в (10.41) подставим $\Delta p_{\text{ш}}^{\text{тр}}$ и $\bar{\Delta p}_{\text{гид}}$, выразив их через массовую скорость

$$\Delta p_{\text{ш}}^{\text{тр}} = \xi_{\text{ш}} \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \frac{w_m^2}{2\rho};$$

$$\bar{\Delta p}_{\text{гид}} = z \frac{w_m^2}{2\rho},$$

а $\bar{\Delta p}_{\text{ш}}$ — по уравнению (10.32).

Решая преобразованное таким образом уравнение относительно $d_{\text{ш}}$, получаем:

для схемы Z

$$d_{\text{ш}} = \frac{d_{\text{тр}}}{\sqrt[4]{\frac{z}{\xi_{\text{ш}}} [(\eta_{\text{г}} \eta_{\text{т}}^2 \eta_{\text{к}}^2)_{\text{мин}} - (\eta_{\text{г}} \eta_{\text{т}}^2 \eta_{\text{к}}^2)] + \Delta p_{\text{кс}} \left(\frac{x}{l} \right)^2 - \Delta p_{\text{кр}} \left[\left(\frac{x}{l} \right)^2 - 2 \frac{x}{l} \right]}}; \quad (10.44)$$

для схемы П

$$d_{\text{ш}} = \frac{d_{\text{тр}}}{\sqrt[4]{\frac{z}{\xi_{\text{ш}}} [(\eta_{\text{г}} \eta_{\text{т}}^2 \eta_{\text{к}}^2)_{\text{мин}} - (\eta_{\text{г}} \eta_{\text{т}}^2 \eta_{\text{к}}^2)] + (\Delta p_{\text{кс}} - \Delta p_{\text{кр}}) \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2}}; \quad (10.45)$$

Обычно к коллекторам пароперегревателей подключается параллельно N эмеевиков. Если теперь мы пронумеруем все эмеевики, начиная от входа пара, n_1, n_2 и т. д., то в уравнения (10.44) и (10.45) отношение x/l можно записать отношением

$$x/l = n_i/N. \quad (10.46)$$

Таким образом, путем шайбования каждого эмеевика шайбой, рассчитанной по (10.44) или (10.45), теоретически возможно обеспечить полное выравнивание энтальпий по эмеевикам. Но практически это выполнять не просто при наличии большого количества эмеевиков, так как для каждого эмеевика будет свой коллекторный эффект, а следовательно, своя шайба и это чрезвычайно затрудняет подбор размеров шайб. Значительно проще выполнить шайбование всех эмеевиков одинаковыми шайбами, которые позволяют, как увидим ниже, значительно сократить значение теплогидравлических разверок.

Рассмотрим теперь случай, когда все эмеевики имеют равномерное шайбование. Для этого случая

$$\begin{aligned} \bar{\Delta p}_{\text{гид}} + \bar{\Delta p}_{\text{ш}} + \bar{\Delta p}_{\text{кол}} + \bar{\Delta p}_{\text{нив}} &= \\ &= \Delta p_{\text{гид}}^{\text{тр}} + \Delta p_{\text{ш}}^{\text{тр}} + \Delta p_{\text{кол}}^{\text{тр}} + \Delta p_{\text{нив}}^{\text{тр}}. \end{aligned} \quad (10.47)$$

Левая часть уравнения относится к среднему расходу среды через элемент, правая относится к развернутой трубе (с минимальным расходом).

Примем

$$\left. \begin{aligned} \delta \Delta p_{\text{нив}} &= \bar{\Delta p}_{\text{нив}} - \Delta p_{\text{нив}}^{\text{тр}}; \\ \delta \Delta p_{\text{кол}} &= \bar{\Delta p}_{\text{кол}} - \Delta p_{\text{кол}}^{\text{тр}}; \\ \delta \Delta p_{\text{ш}} &= \bar{\Delta p}_{\text{ш}} - \Delta p_{\text{ш}}^{\text{тр}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.48)$$

При этом (10.47) будет иметь вид

$$\bar{\Delta p}_{\text{гид}} + \delta \Delta p_{\text{ш}} + \delta \Delta p_{\text{кол}} + \delta \Delta p_{\text{нив}} = \Delta p_{\text{гид}}^{\text{тр}}. \quad (10.49)$$

Как известно,

$$\left. \begin{aligned} \bar{\Delta p}_{\text{ш}} &= \xi_{\text{ш}} \left(\frac{d}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \frac{w_m^2}{2\rho}; \\ \Delta p_{\text{ш}}^{\text{тр}} &= \xi_{\text{ш}} \left(\frac{d}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \frac{w_{\text{мтр}}^2}{2\rho_{\text{тр}}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.50)$$

При этом

$$\begin{aligned} \delta \Delta p_{\text{ш}} &= \xi_{\text{ш}} \left(\frac{d}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \left(\frac{w_{\text{г}}^2}{2\rho} - \frac{w_{\text{мтр}}^2}{2\rho_{\text{тр}}} \right) = \\ &= \frac{\xi_{\text{ш}}}{z} \bar{\Delta p}_{\text{гид}} \left(\frac{d}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \left(1 - \rho_{\text{г}}^2 \frac{\bar{\rho}}{\rho_{\text{тр}}} \right) \end{aligned} \quad (10.51)$$

Подставив в (10.49) значение $\delta\Delta p_{ш}$ из (10.51), после несложных алгебраических преобразований получим

$$\rho_{гш} = \sqrt{\frac{1 + \frac{\delta\Delta p_{кол} + \delta\Delta p_{нив}}{\bar{\Delta}p_{гид}} + \frac{\xi_{ш}}{z} \left(\frac{d}{d_{ш}}\right)^4}{\frac{z_{тр}}{z} \frac{\bar{\rho}}{\rho_{тр}} + \frac{\xi_{ш}}{z} \left(\frac{d}{d_{ш}}\right)^4}}. \quad (10.52)$$

Сравнение уравнений (8.12) и (10.52) показывает, что при шайбовании происходит увеличение $\rho_{г}$, а следовательно, имея в виду, что в

$$\rho_q = \eta_t \eta_k / \rho_{г},$$

происходит уменьшение тепловой и температурной разверки при тех же самых неравномерностях тепловосприятий. Поэтому шайбование труб на входе можно использовать не только для стабилизации гидродинамической характеристики и устранения пульсаций в парообразующих поверхностях, но и для уменьшения тепловых и температурных разверок в пароперегревательных и парообразующих поверхностях. Следует лишь в связи с этим отметить, что равномерное шайбование не устраняет, а лишь ограничивает тепловые и температурные разверки.

10.6. Особенности гидравлических расчетов экономайзеров

Гидравлические расчеты экономайзеров производятся по методике гидравлических расчетов прямоточных элементов, рассмотренных в настоящем пособии. Однако имеются некоторые особенности, на которых кратко остановимся, не рассматривая общих вопросов.

Приращение энтальпии потока, кДж/кг, определяется на основе теплового расчета как

$$\bar{\Delta}h_{эл} = \bar{q}_{эл} \frac{H_{эл}}{G_{эл}}, \quad (10.53)$$

где $\bar{q}_{эл}$ — удельное тепловосприятие, кВт/м²; $H_{эл}$ — поверхность нагрева, м²; $G_{эл}$ — расход воды через элемент, кг/с.

Средний расход воды через экономайзер

$$G_{эк} = D_k + D_{пр} - D_{впр}, \quad (10.54)$$

где D_k — расчетная паропроизводительность котла, кг/с; $D_{пр}$ — продувка котла, кг/с; $D_{впр}$ — расход воды на впрыск, кг/с.

Для экономайзеров бесепараторных прямоточных котлов $D_{пр} = 0$.

При применении схемы получения собственного конденсата на впрыск в барабанных котлах, а также при подаче питательной воды на впрыск с забором после экономайзера $D_{впр} = 0$.

Расход воды через элемент

$$G_{эл} = G_{эк} / n, \quad (10.55)$$

где n — число параллельных элементов.

Средняя массовая скорость воды в элементе

$$\bar{w}_m = G_{эл} / F_{эл}. \quad (10.56)$$

Минимальная массовая скорость воды с учетом неравномерности питания

$$(w_m)_{мин} = \eta_t \bar{w}_m, \quad (10.57)$$

где η_t — коэффициент неравномерности питания, равный отношению минимального расхода воды к среднему.

Коэффициент η_t принимается в зависимости от способа регулирования питания. В расчетах его рекомендуется принимать: для барабанных котлов 0,75; для прямоточных — 0,95.

Приращение энтальпии в разверенной трубе

$$\bar{\Delta}h_{тр} = \rho_q \bar{\Delta}h_{эл}. \quad (10.58)$$

Средняя энтальпия среды на выходе из элемента

$$\bar{h}_{вых} = h_{вых} + \Delta h_{эл}. \quad (10.59)$$

Для разверенной трубы

$$h_{тр.вых} = \bar{h}_{вых} + (\rho_q - 1) \bar{\Delta}h_{эл}. \quad (10.60)$$

В случае работы экономайзера в кипящем режиме среднее массовое паросодержание пароводяной смеси на выходе из элемента

$$\bar{x}_{вых} = (\bar{h}_{вых} - h') / r. \quad (10.61)$$

Среднее паросодержание на испаряющем участке

$$\bar{x} = (\bar{h}_{вых} - h') / 2r. \quad (10.62)$$

Для разверенной трубы на выходе

$$x_{тр.вых}^{тр} = (h_{тр.вых} - h') / r. \quad (10.63)$$

Среднее паросодержание в кипящем участке разверенной трубы

$$\bar{x}^{тр} = (h_{тр.вых} - h') / 2r. \quad (10.64)$$

Перепад давлений в элементах экономайзера

$$\Delta p_{эл} = \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_m + \Delta p_{нив} + \Delta p_{кол} + \Delta p_{уск}. \quad (10.65)$$

При работе экономайзера в кипящем режиме средняя длина экономайзерного участка

$$\bar{l}_{\text{эк}} = l_{\text{до}} + l_{\text{об}} \frac{h' - h_{\text{вх}}}{\Delta h_{\text{эл}}} \quad (10.66)$$

При неодинаковых удельных тепловосприимчивостях экономайзерного и испаряющего участков

$$\bar{l}_{\text{эк}} = l_{\text{до}} + l_{\text{об}} \frac{h' - h_{\text{вх}}}{(h' - h_{\text{вх}}) + (\bar{h}_{\text{вых}} - h') \frac{q_{\text{эк}}}{q_{\text{исп}}}} \quad (10.67)$$

Для развернутой трубы

$$l_{\text{эк}}^{\text{тр}} = l_{\text{до}} + \frac{h' - h_{\text{вх}}}{\Delta h_{\text{тр}}} l_{\text{об}}; \quad (10.68)$$

$$l_{\text{эк}}^{\text{тр}} = l_{\text{до}} + l_{\text{об}} \frac{h' - h_{\text{вх}}}{(h' - \bar{h}_{\text{вх}}) + (h_{\text{вых}}^{\text{тр}} - h') \frac{q_{\text{эк}}}{q_{\text{исп}}}} \quad (10.69)$$

Длины испарительных участков:

$$\left. \begin{aligned} \bar{l}_{\text{исп}} &= l_{\text{об}} - \bar{l}_{\text{эк}}; \\ l_{\text{исп}}^{\text{тр}} &= l_{\text{об}} - l_{\text{эк}}^{\text{тр}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.70)$$

Гидравлические характеристики экономайзеров строятся в следующих случаях:

при сложных компоновках, включающих несколько параллельных нерегулируемых контуров, заметно различающихся между собой как по конструкции, так и по теплообмену;

при наличии в элементах резко развернутых труб.

Гидравлическое сопротивление всего экономайзера при номинальной нагрузке

$$\Delta p_{\text{эк}} = \Sigma \Delta p_{\text{эл}} + \Delta p_{\text{арм}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{внт}}, \quad (10.71)$$

где $\Sigma \Delta p_{\text{эл}}$ — сумма перепадов давлений во всех последовательных элементах экономайзера, Па; $\Delta p_{\text{охл}}$ — перепад давлений в пароохладителях (в схеме с получением собственного конденсата на впрыск — потеря давления в конденсаторе водяной стороны), Па; $\Delta p_{\text{внт}}$ — перепад давлений во внутрибарбанных участках питательного тракта, Па; $\Delta p_{\text{арм}}$ — перепад давлений в арматуре, Па.

10.7. Оценка надежности принудительного движения

Надежность гидравлических режимов элементов прямоточных котлов определяется следующими условиями:

температурным режимом труб;

отсутствием недопустимых теплогидравлических разверток;

отсутствием разверток вследствие многозначности и недостаточной крутизны гидродинамических характеристик;

отсутствием застоя и опрокидывания потока;

отсутствием пульсаций;

отсутствием расслоения пароводяной смеси в горизонтальных и слабо наклонных участках в котлах на докритических параметрах.

Последние три показателя Нормативный метод [6] предусматривает только при расчете паровых котлов на докритические параметры. Порядок определения отсутствия теплогидравлических разверток с построением диаграммы температурных разверток, а также разверток вследствие многозначности рассмотрены в предыдущих главах. Здесь будет уместным сделать следующие дополнительные замечания.

В элементах с горизонтальной навивкой при докритических параметрах для обеспечения однозначности и необходимой крутизны гидродинамических характеристик можно руководствоваться следующей приближенной зависимостью для выбора диаметра шайбы:

$$\xi_{\text{ш}} / z_{\text{эл}} = (\Delta h_{\text{ж}} / \Delta h_{\text{гр}}) - 1, \quad (10.72)$$

где $\xi_{\text{ш}}$ — коэффициент гидравлического сопротивления шайбы; $z_{\text{эл}}$ — полный коэффициент гидравлического сопротивления элемента без шайбы; $\Delta h_{\text{ж}}$ — недогрев до кипения на входе в элемент, кДж/кг; $\Delta h_{\text{гр}}$ — минимальный недогрев, обеспечивающий необходимую крутизну и однозначность гидродинамической характеристики без шайбы, определяется по рис. 10.4.

В подъемно-опускных элементах с нижним расположением раздающего коллектора однозначность и необходимая крутизна характеристик обеспечивается при следующих условиях:

для прямоточных паровых котлов сверхкритического давления при режимах $h_{\text{вх}} > 2300$ кДж/кг;

для прямоточных паровых котлов всех давлений при числе ходов больше 10.

Во всех других случаях для проверки однозначности характеристик с подъемно-опускным движением необходимо их построение. Для установления порядка проверки отсутствия застоя и опрокидывания циркуляции рассмотрим элемент, представленный на рис. 10.5.

Как было показано в гл. 6, для того чтобы исключить застой циркуляции, расчетный полезный напор должен быть меньше полезного напора застоя:

$$S_{\text{расч}} < S_{\text{заст}}. \quad (10.73)$$

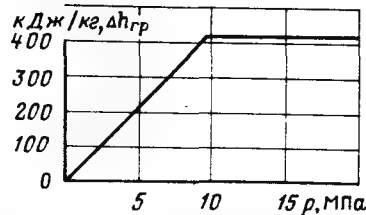


Рис. 10.4. Граничные условия необходимой крутизны гидродинамических характеристик для горизонтальных навивок

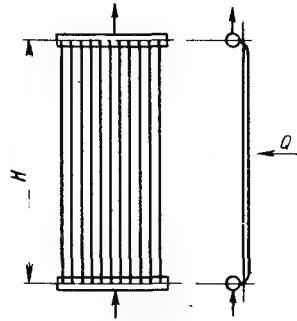


Рис. 10.5. Расчетный элемент с принудительным движением среды

Выразим в этом неравенстве расчетный полезный напор в следующем виде на основании (4.5) и (4.7):

$$\bar{\varphi} H_{\text{пар}} g (\rho' - \rho'') - \bar{\Delta} p_{\text{гид}} < S_{\text{заст}}, \quad (10.74)$$

а затем раскроем скобки в левой части неравенства и после несложных алгебраических преобразований получим, принимая запас надежности равным 1,1:

$$\frac{H_{\text{пар}} g \rho'' + \bar{\Delta} p_{\text{гид}}}{H_{\text{пар}} g \rho' - \frac{S_{\text{заст}}}{\bar{\varphi}}} > 1,1. \quad (10.75)$$

При застое циркуляции $\bar{\varphi}$ приближается к единице. Если принять, что $H_{\text{пар}} = H$ (полная высота элемента), что не внесет большой погрешности в расчеты, то получим формулу, рекомендуемую нормативным методом [6] для расчета:

$$\frac{\Delta p_{\text{эл}}}{H g \rho' - S_{\text{заст}}} > 1,1 \div 1,2. \quad (10.76)$$

Аналогичным образом проверка отсутствия опрокидывания циркуляции в слабо обогреваемых трубах производится по формуле

$$\frac{\Delta p_{\text{эл}}}{H g \rho' - S_{\text{опр}}} > 1,1 \div 1,2. \quad (10.77)$$

Определение $S_{\text{заст}}$ и $S_{\text{опр}}$ подробно рассмотрено в гл. 6.

Для предотвращения застоя в наименее обогреваемых трубах вертикального подъемного прямооточного элемента сверхкритического давления массовая скорость при минимальной нагрузке должна быть не менее [6]

$$w_m > 4,4 \sqrt{\frac{H}{z} \frac{\rho_{\text{вх}} - \bar{\rho}}{v}}, \quad (10.78)$$

где H — высота элемента, м; z — полный коэффициент сопротивления элемента; $\rho_{\text{вх}}$, $\bar{\rho}$, v — соответственно плотность среды на входе, средняя плотность и удельный объем среды в элементе, кг/м^3 , $\text{м}^3/\text{кг}$.

Опрокидывание потока среды при сверхкритических параметрах определяется построением гидродинамических характеристик элемента при прямом и обратном движении.

Надежность гидравлического режима котла с многократной принудительной циркуляцией определяется следующими условиями:

- нормальным температурным режимом обогреваемых труб;
- отсутствием недопустимых гидравлических и тепловых разверок;
- отсутствием пульсаций потока;
- однозначностью гидродинамических характеристик и отсутствием разверок при многозначных характеристиках;
- отсутствием застоя и опрокидывания циркуляции;
- отсутствием нарушений нормальной работы опускного звена;
- невозможностью запаривания в циркуляционных насосах.

Нормальный температурный режим обогреваемых труб обеспечивается до давления ниже 10 МПа при кратности циркуляции около 4 кг/кг . Поэтому для этих условий проверку температурного режима испарительных поверхностей можно не производить.

Методики проверки отсутствия гидравлических и тепловых разверок и отсутствия пульсаций рассмотрены выше при анализе надежности прямооточных паровых котлов. Следует лишь отметить, что в вертикальных панелях с подъемным движением, при подъемно-опускном движении среды при нечетном числе ходов больше 10 с расположением входного коллектора внизу, при горизонтальной навивке с подъемным движением характеристики всегда однозначны и могут не проверяться. Во всех остальных случаях для проверки однозначности характеристик их построение обязательно.

Отсутствие нарушений опускного звена, а также отсутствие застоя и опрокидывания циркуляции подробно рассмотрены выше. Невозможность запаривания циркуляционного насоса определяется тем, что перепад давлений со стороны всаса должен быть больше, чем необходимый подпор, обусловленный конструкцией насоса по соотношению (10.25).

Надежность пароперегревательных поверхностей определяется расчетом температурного режима труб, который выполняется для следующих режимов:

для номинальной нагрузки на расчетном топливе при нормальной температуре питательной воды;

для минимальной нагрузки, гарантированной заводом-изготовителем на длительную работу, при этом расчеты температур производятся только для радиационных и ширмовых пароперегревателей;

при растопках для труб радиационных и ширмовых пароперегревателей.

Расчеты температур труб радиационных и ширмовых перегревателей при растопках выполняются на базе приближенного теплового расчета на мазуте с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 2 \div 3$.

Проверка надежности экономайзеров производится на: нормальные температурные условия; отсутствие застоя и опрокидывания; отсутствие пульсаций; отсутствие расслоения пароводяной смеси; отсутствие кипения в экономайзерах некипящего типа; отсутствие полного испарения в экономайзерах кипящего типа; возможность выноса газов и шлама.

Проверка надежности по первым четырем пунктам проводится рассмотренными ранее способами. Отсутствие кипения в экономайзерах некипящего типа считается обеспеченным, если для развернутой трубы

$$h' - h_{\text{вых}}^{\text{тр}} > 125 \text{ кДж/кг.}$$

Отсутствие полного испарения в развернутой трубе экономайзеров кипящего типа проверяется при среднем паросодержании на выходе из элемента больше 0,25, при этом конечное паросодержание в развернутой трубе не должно превышать 0,8.

Вынос пузырей газов и шлама должен обеспечиваться поддержанием при минимальной паропроизводительности котлов массовой скорости в развернутой трубе с минимальным расходом не менее $300 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

Глава одиннадцатая

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПАРООБРАЗУЮЩИХ И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

11.1. Выбор расчетных сечений для определения температуры стенки

Определение температуры стенки труб следует производить в сечениях, где эти температуры будут достигать наиболее высоких значений либо в силу того, что в этих сечениях будет иметь место наиболее высокое значение температур протекающей среды, либо в силу высоких значений тепловых нагрузок.

Для элементов, образующих радиационные поверхности нагрева (настенные и двухсветные экраны), наиболее опасными сечениями будут сечения на выходе среды. Однако в силу неравномерной тепловой нагрузки по высоте топки может возникнуть необходимость проверки температуры стенки труб в зоне максимальной тепловой нагрузки.

Так, например, при расчете НРЧ, выполненной в виде настенного экрана (рис. 11.1, а), средняя ее часть может находиться в зоне, близкой к ядру горения. В этой части будет наивысшая тепловая нагрузка. Верхняя часть экрана будет находиться в зоне умеренных тепловых нагрузок. Но на выходе из этой части будет иметь место наиболее высокое значение энтальпии среды. Поэтому наиболее опасными, подлежащими проверке, будут сечения 1 и 2.

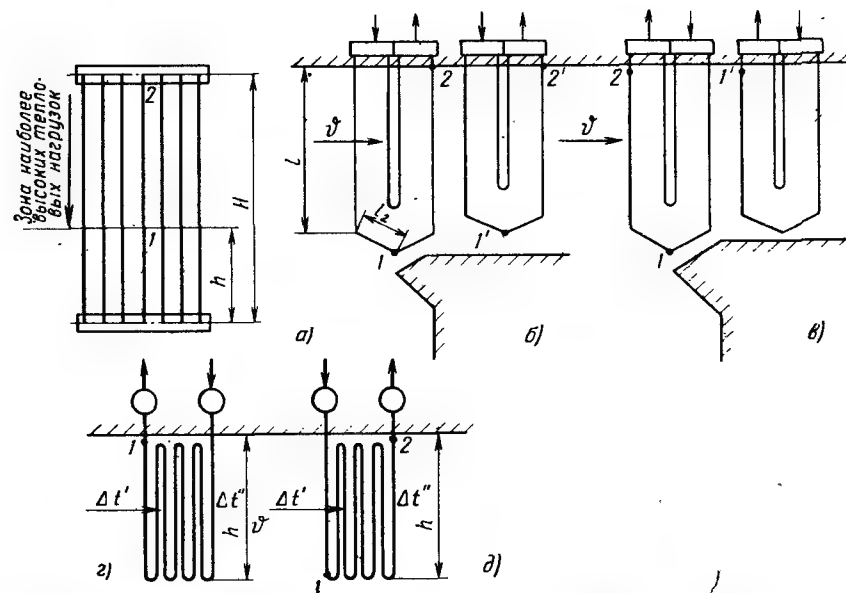


Рис. 11.1. К определению расчетных сечений при расчете температурного режима труб:

а — экраны; б — ширмы в параллельном токе; в — ширмы в противотоке; г — конвективные пароперегреватели в противотоке; д — конвективные пароперегреватели в параллельном токе

Для ширм, расположенных в выходном окне топки, выбор расчетных сечений определяется способом включения ширм в паровой тракт. При включении ширм из топки в параллельный ток по отношению к газовому потоку (рис. 11.1, б) опасными сечениями будут сечения в точке 1 лобового витка ширм из-за повышенной тепловой нагрузки и в точке 2 из-за наиболее высокой энтальпии среды. Для вторых ширм (по ходу газов) по этим же причинам опасными сечениями будут сечения в точках 1' и 2'. Для ширм с противотоком (рис. 11.1, в) опасными сечениями будут также лобовые змеевики в точках 1 и 2 и для вторых ширм — в точке 1'.

Для конвективных пароперегревателей выбор опасного сечения также определяется способом включения элемента в пароводяной тракт парогенератора. При противотоке по отношению к газовому потоку (рис. 11.1, г) опасным сечением является лобовой змеевик (при многозаходном пучке) в точке 1. При параллельном токе (рис. 11.1, д) опасными сечениями будут сечения в точках 1 и 2.

При наличии коридоров в пучках конвективных пароперегревателей необходимо отдельно рассчитывать температуру змеевиков, прилегающих к газовым коридорам.

При конструировании элементов с принудительной циркуляцией на докритические параметры следует дополнительно проверять температуру стенки в зоне энтальпий, при которых возникает кризис теплообмена.

11.2. Основные расчетные уравнения

Надежный температурный режим обогреваемых поверхностей нагрева характеризуется достаточным запасом длительной механической прочности при расчетных температурах, отсутствием окалинообразования и допустимыми колебаниями температуры стенки.

Температура внутренней поверхности развернутой трубы может быть определена по уравнению

$$t_{ст} = \bar{t} + \delta t_T + \frac{q_{вн}}{a_2}. \quad (11.1)$$

Температура наружной поверхности с учетом теплового сопротивления стенки трубы, по которой необходимо вести проверку на отсутствие окалинообразования,

$$t_{ст}^{нар} = \bar{t} + \delta t_{тр} + q_{вн} \left(\frac{1}{a_2} + \frac{2}{1+\beta} \frac{s}{\lambda_m} \right). \quad (11.2)$$

Средняя температура стенки трубы, при которой ведется расчет длительной механической прочности, можно определить как среднеарифметическое значение температур, определяемых по уравнениям (11.1), (11.2):

$$\bar{t}_{ст} = \frac{t_{ст}^{вн} + t_{ст}^{нар}}{2} = \bar{t} + \delta t_T + q_{вн} \left(\frac{1}{a_2} + \frac{1}{1+\beta} \frac{s}{\lambda_m} \right). \quad (11.3)$$

В уравнениях (11.1) – (11.3) $\bar{t}$ – средняя для элемента температура протекающей обогреваемой среды в расчетном сечении, °C; δt_T – превышение температуры над средней в развернутой трубе, °C; $\beta = d/d_{вн}$ – отношение наружного диаметра к внутреннему; s – толщина стенки трубы, м; λ_m – теплопроводность металла стенки трубы, кВт/(м·°C); a_2 – коэффициент теплопередачи от стенки к обогреваемой среде, кВт/(м²·°C); $q_{вн}$ – тепловая нагрузка внутренней поверхности трубы в расчетном сечении, кВт/м².

11.3. Определение параметров среды в расчетном сечении

Для настенных и двусветных экранов среднее повышение энтальпии среды в элементах в зависимости от их расположения в топке определяется уравнением

$$\Delta h_{эл} = q_n \frac{\sum_{i=1}^n (F_i \psi_i \eta_{ши} \eta_{сти} \eta_{ви})}{D_{эл}}, \quad (11.4)$$

где F_i – площадь стенки, на которой расположены участки элемента до расчетного сечения, м²; ψ_i – коэффициент тепловой эффективности каждого участка элемента; $\eta_{ши}$, $\eta_{сти}$, $\eta_{ви}$ – коэффициенты неравномерности тепловосприятия по ширине, стенам, высоте соответственно для каждого участка элемента; q_n – средняя тепловая нагрузка радиационных поверхностей нагрева, кВт/м² (определение подробно рассмотрено в гл. 2).

При расчете температур стенки ширмовых пароперегревателей, установленных в выходном окне, и конвективных поверхностей нагрева пароперегревателей среднее приращение энтальпии в элементе от начала до расчетного сечения определяется по уравнению

$$\Delta h_{эл} = \frac{\eta_{ш} B_p Q_{уч}}{D_{уч}}, \quad (11.5)$$

где $Q_{уч}$ – среднее тепловосприятие, отнесенное к 1 кг расчетного топлива, кДж/кг; B_p – расчетный расход топлива, кг/с; $D_{уч}$ – средний расчетный расход среды через участок, кг/с; $\eta_{ш}$ – коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине.

В случае наличия выпрыска перед элементом расход среды складывается из пара, поступающего в элемент, и впрыскивающей воды:

$$D_{уч} = D + D_{впр}. \quad (11.6)$$

Тепловосприятие участка, отнесенное к 1 кг расчетного топлива,

$$Q_{уч} = Q_{уч.л} + Q_{уч.к}, \quad (11.7)$$

где $Q_{уч.к}$ – тепловосприятие конвекцией и межтрубным излучением, кДж/кг; $Q_{уч.л}$ – тепловосприятие излучением из топки или из примыкающего объема, в том числе из объема ширм, расположенных впереди по ходу газов, а также за пакетом объема, теплота которого излучается на последние ряды, кДж/кг.

Для ширмовых поверхностей, расположенных на выходе из топки,

$$Q_{уч.л} = q_n H_n / B_p, \quad (11.8)$$

где q_n – средняя тепловая нагрузка выходного окна от излучения из топки, кДж/м²; H_n – лучевоспринимающая поверхность ширм, расположенных в выходном окне, м².

Следует напомнить, что

$$H_n = a h_{ш} x_1 \frac{n_{ш}}{n_{ш} + 1}, \quad (11.9)$$

где a — ширина топки, м; $h_{ш}$ — высота ширм, м; x_1 — угловой коэффициент ширм (без учета обратного излучения обмуровки); $n_{ш}/(n_{ш} + 1)$ — фактор, учитывающий участие параллельно включенных поверхностей (боковых экранов в районе ширм), в тепловосприятии от излучения из топки; $n_{ш}$ — число ширм.

Если за ширмами расположен газовый объем, глубина которого составляет больше 1,5 шагов ширм, то необходимо учитывать обратное излучение на ширмы этого объема:

$$Q_{уч.обр} = a_{л} \frac{(\vartheta_{ср} - t_{заг}) H_{л}}{B_p}, \quad (11.10)$$

где $a_{л}$ — коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, кВт/(м² · °С) (определяется по [1]); $\vartheta_{ср}$ — температура газовой среды, °С; $t_{заг}$ — температура загрязненной стенки, °С (определяется по [1]).

Для конвективных пароперегревателей, расположенных за ширмами,

$$Q_{уч.л} = Q_{вых}. \quad (11.11)$$

где $Q_{вых}$ — количество теплоты, прошедшей мимо ширм, кДж/кг (определяется по [1]).

Часто между ширмовыми поверхностями и конвективным пароперегревателем находится газовый объем глубиной более $3s_2$ (s_2 — шаг пароперегревательных труб в направлении хода газов). Этот газовый слой будет дополнительно излучать теплоту на конвективные поверхности. Тогда

$$Q_{уч.л} = Q_{вых} + a_{л} \frac{(\vartheta_{ср} - t_{заг})}{B_p} \frac{H_{л.р}}{H_{л}}. \quad (11.12)$$

Для конвективных пароперегревателей, расположенных за фестоном или пучком,

$$Q_{уч.л} = \frac{q_{л}(1 - x_{пучка}) H_{л.р}}{B_p}. \quad (11.13)$$

При наличии газовой пазухи между пучком или фестоном и конвективным пароперегревателем, что всегда имеет место,

$$Q_{уч.л} = \frac{[q_{л}(1 - x_{пучка}) + a_{л}(\vartheta_{ср} - t_{заг})] H_{л.р}}{B_p H_{л}}. \quad (11.14)$$

В (11.12) — (11.14): $q_{л}$ — удельная тепловая нагрузка от излучения из топки на уровне выходного окна, кВт/м²; $\vartheta_{ср}$ — температура газов в газовом объеме, °С; $t_{заг}$ — температура загрязненной стенки, °С (определяется по [1]); $a_{л}$ — коэффициент теплоотдачи за счет излучения газовым слоем, кВт/(м² · °С) (определяется по [1]); $H_{л.р}$ —

лучевоспринимающая поверхность расчетного участка конвективных пароперегревателей, м²; $H_{л}$ — то же всей ограждающей объем поверхности (боковые стены, обратные поверхности ширм или предыдущего трубного пучка).

Тепловосприятие участка за счет конвекции и межширмового (для ширмовых пароперегревателей) и межтрубного (для конвективных пароперегревателей) излучений

$$Q_{уч.к} = \frac{k H_{р.уч} \Delta t_{уч}}{B_p}. \quad (11.15)$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · с); $H_{р.уч}$ — расчетная поверхность участка, м²; $\Delta t_{уч}$ — средний температурный напор участка, °С.

В тепловых расчетах при определении k учитывается как конвективная составляющая, так и межширмовое или межтрубное излучение.

При этом в расчетном уравнении (11.15) принимается среднее значение k из теплового расчета.

Что касается определения расчетной поверхности и температурного напора, необходимо иметь в виду, что та часть поверхности нагрева, которая воспринимает лучистую теплоту из топки, имеет повышенную температуру и поэтому не полностью участвует в конвективном теплообмене. С учетом этого расчетная поверхность в (11.15) принимается:

для первых пяти рядов ширм

$$H_{р.уч} = H_{уч} - H_{л}; \quad (11.16)$$

для остальных рядов ширм и конвективных поверхностей нагрева, воспринимающих теплоту из топки и впередилежащего объема,

$$H_{р.уч} = H_{уч} - 0,5 H_{л}; \quad (11.17)$$

для рядов ширм и пакетов, облучаемых и сзади расположенных газовых объемов,

$$H_{р.уч} = H_{уч} - 0,2 H_{л}. \quad (11.18)$$

В уравнениях (11.16) — (11.18): $H_{уч}$ — полная поверхность расчетного участка, м²; $H_{л}$ — лучевоспринимающая поверхность, м².

Рассмотрим более подробно определение расчетной поверхности до расчетного сечения на примере ширмовых поверхностей, представленных на рис. 11.1, б. Как указывалось ранее, наивысшую температуру в ширме надо ожидать в лобовом змеевике. Полную поверхность лобового змеевика нормы теплового расчета [1] рекомендуют рассчитывать с учетом затенения соседними змеевиками. В точке 1 эта поверхность

$$H_{уч} = (s_2 x_2 + 1,57d)(l_1 + l_2)n_{ш}, \quad (11.19)$$

а лучевоспринимающая поверхность

$$H_{\text{л}} = (l_1 + l_2)a \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{ш}} + 1} x_1, \quad (11.20)$$

где s_2 — шаг труб в ширмах по ходу газов, м; x_2 — угловой коэффициент труб в ширмах (по направлению потока газов); d — наружный диаметр труб в ширмах, м; $l_1 + l_2$ — расстояние до расчетного сечения, м; $n_{\text{ш}}$ — число ширм; a — ширина газохода, м; x_1 — угловой коэффициент ширм.

Расчетная поверхность

$$H_{\text{р.уч}} = H_{\text{уч}} - H_{\text{л}} = [(s_2 x_2 + 1,57d)n_{\text{ш}} - a \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{ш}} + 1}] (l_1 + l_2). \quad (11.21)$$

Для точки 2 к этой поверхности добавляется поверхность тыльной части змеевика. Для этой части с учетом уравнения (11.18)

$$H_{\text{р.уч}} = [2(s_2 x_2 + 1,57d)n_{\text{ш}} - 1,2a \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{ш}} + 1} x_1] (l_1 + l_2). \quad (11.22)$$

Аналогично определяются расчетные поверхности в ширмах для сечений $1'$ и $2'$ (рис. 11.1, б), для сечений 1 , 2 , $1'$ (рис. 11.1, в).

Для конвективных пароперегревателей полная поверхность до расчетных сечений (рис. 11.1, г, д)

$$H_{\text{уч}} = \pi d l n_{\text{ряд}}, \quad (11.23)$$

а лучевоспринимающая поверхность

$$H_{\text{л}} = a h x_1, \quad (11.24)$$

где l — длина змеевика до расчетного сечения, м; $n_{\text{ряд}}$ — число рядов труб в пучке в направлении, перпендикулярном газовому потоку; x_1 — фактор формы пучка труб.

При расчете ширмовых, а также конвективных пакетов пароперегревателей температурный напор по всему пакету или ширме берется из теплового расчета. Но в тепловом расчете определяется средний по всей поверхности температурный напор. Для рассчитываемого участка температурный напор определяется следующим образом. Пусть пакет имеет n ходов (рис. 11.1, г, д). Примем приближенно, что температурный напор убывает по ходу газов по прямолинейной зависимости. Тогда температурный напор для любого хода, т. е. для хода, в котором расположен рассчитываемый участок, можно будет определить как

$$\Delta t_{\text{уч}} = \Delta t' - (H_1 + H_2 + \dots + H_n) \frac{\Delta t' - \Delta t''}{H}, \quad (11.25)$$

где $\Delta t'$, $\Delta t''$ — температурные напоры в начале и конце пакета, °С (из теплового расчета); $H_1, H_2, \dots, H_n$ — поверхности нагрева ходов до определяемого сечения; H — полная поверхность нагрева, м².

Для лобового витка $\Delta t_{\text{уч}} = \Delta t'$, а для заднего витка $\Delta t_{\text{уч}} = \Delta t''$.

Средняя для элемента энтальпия среды в расчетном сечении будет

$$\bar{h} = h_{\text{вх}} + \bar{\Delta h}_{\text{эл.сеч}}, \quad (11.26)$$

где $h_{\text{вх}}$ — энтальпия среды на входе в элемент, кДж/кг; $\bar{\Delta h}_{\text{эл.сеч}}$ — среднее приращение энтальпии в расчетном сечении элемента, кДж/кг [определяется по уравнению (11.5)].

По определенной таким образом средней энтальпии в расчетном сечении определяется средняя температура среды $\bar{t}$.

Энтальпия среды в расчетном сечении в развернутой трубе в соответствии с уравнением (8.21)

$$h_{\text{макс}} = \bar{h} + \left(\frac{\eta_{\text{т}} \eta_{\text{к}}}{\rho_{\text{г}}} - 1 \right) \bar{\Delta h}_{\text{эл.сеч}}. \quad (11.27)$$

Этой энтальпии будет соответствовать температура среды $t_{\text{макс}}$. Превышение температуры в развернутой трубе над средней

$$\delta t = t_{\text{макс}} - \bar{t}. \quad (11.28)$$

11.4. Определение тепловой нагрузки внутренней поверхности трубы в расчетном сечении

Тепловосприятие внутренней поверхности трубы в расчетном сечении можно выразить через тепловосприятие наружной стенки как

$$q_{\text{вн}} = \beta \mu q_{\text{макс}}, \quad (11.29)$$

где μ — коэффициент растечки теплоты по периметру образующей трубы; $q_{\text{макс}}$ — тепловая нагрузка в точке максимального тепловосприятия наиболее нагруженной трубы в расчетном сечении, кВт/м².

Под коэффициентом растечки теплоты μ в данной точке называется отношение истинной температуры к температуре, которая была бы при равномерном обогреве трубы тепловым потоком $q_{\text{макс}}$. Для кипящих труб паровых котлов докритического давления принимается $\mu = 1$. Для труб первого ряда конвективных пароперегревателей с $s_1/d < 3$ при шахматном и коридорном расположении и труб второго ряда с шахматным фестонированием пароперегревателей определяется по номограмме, представленной на рис. 11.2, а, а для всех последующих рядов — по номограмме 11.2, б в зависимости от числа Bi и β . При этом число Био

$$Bi = \frac{da_2}{2\beta\lambda_{\text{м}}}, \quad (11.30)$$

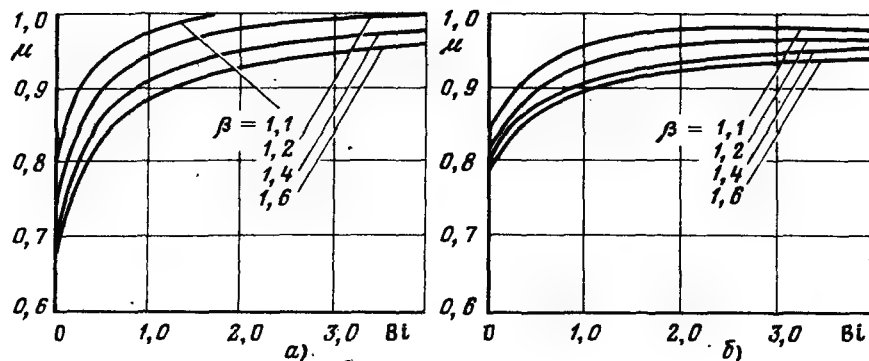


Рис. 11.2. Коэффициенты растечки для труб конвективных поверхностей нагрева:
а — первый ряд нефестонированного пучка и второй ряд фестонированного шахматного пучка; б — третий и последующие ряды шахматных и коридорных пучков

где d — наружный диаметр труб, м; остальные обозначения те же, что и в (11.1) и (11.2).

Для труб первого ряда фестонированных ($s_1/d \geq 3$) и ширмовых пароперегревателей, а также при расчете температур тыльной стороны образующих ширм и шахматных пучков растечка теплоты не учитывается. Для остальных рядов ширмовых перегревателей коэффициент растечки определяется по рис. 11.4, а при $s_1/d = 1,1$.

Для труб настенных радиационных поверхностей независимо от их расположения относительно обмуровки ($e \geq 0$) коэффициент растечки определяется по рис. 11.3, а для труб двухсветных экранов — по рис. 11.4, а.

Максимальное удельное тепловосприятие

$$q_{\max} = \eta_{\text{ш}}^{\max} \eta_{\text{ст}}^{\max} q_0, \quad (11.31)$$

где q_0 — среднее удельное тепловосприятие наиболее нагруженной трубы.

Для радиационных поверхностей максимальная тепловая нагрузка всегда приходится на лобовую часть образующей трубы. Среднее значение этой величины при наличии позонного расчета берется из позонного расчета. При отсутствии позонного расчета

$$q_0 = \eta_{\text{в}}^{\max} \bar{q} = \eta_{\text{в}}^{\max} \frac{Q_{\text{л}} B_{\text{р}}}{\Sigma \psi F}. \quad (11.32)$$

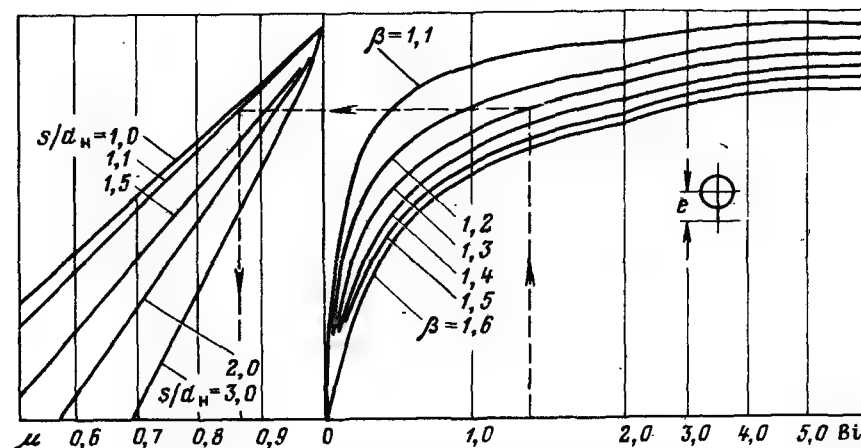


Рис. 11.3. Коэффициенты растечки для экранных труб

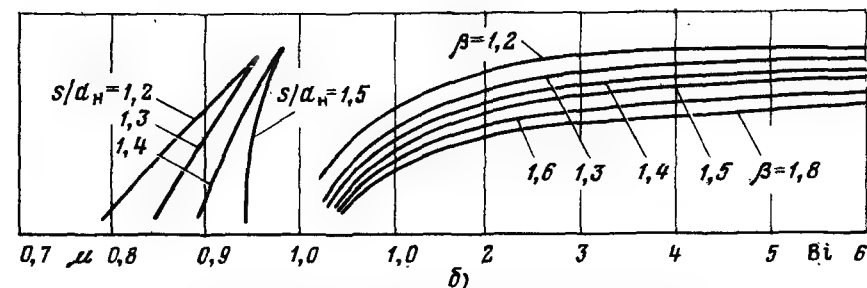
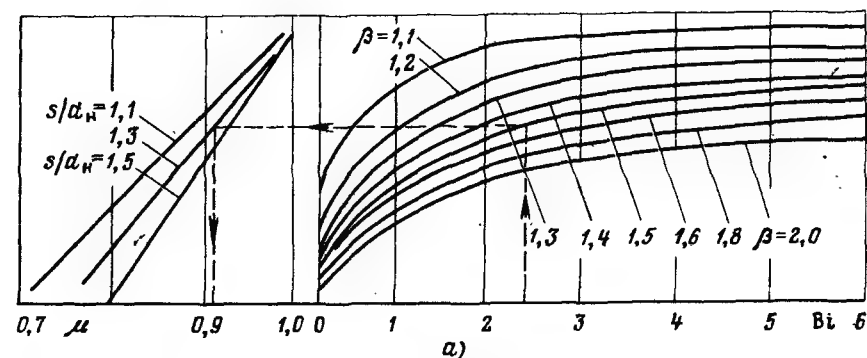


Рис. 11.4. Коэффициенты растечки для двухсветных экранов:

а — гладкотрубные экраны; б — плавниковые для лобовых точек

Для ширмовых и конвективных поверхностей нагрева

$$\alpha_0 = \frac{\vartheta_p - t}{\beta \mu \left(\frac{s}{\lambda_m} \frac{2}{\beta + 1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) + \frac{1}{\alpha_1} + 0,25\epsilon}, \quad (11.33)$$

где ϑ_p — температура газов в расчетном сечении, °C; t — средняя температура среды, °C; α_1 — коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности нагрева, кВт/(м² · °C); ϵ — средний коэффициент наружного загрязнения (из теплового расчета), м² · °C/кВт; остальные обозначения те же, что и в (11.2).

При наличии позонного расчета точки за расчетные температуры газов принимаются температуры в сечении, в котором находится расчетное сечение. При расчете ширм "видящих" топку, например, расчетным сечением является сечение в нижней части ширм (точка 1, рис. 11.1, б). В этом случае расчетной температурой является не температура на выходе из топки, а температура в плоскости расположения точки 1.

Коэффициент теплоотдачи от газов к трубе принимается с учетом неравномерности теплопередачи по окружности трубы как

$$\alpha_1 = k_{тр} \alpha_k + \alpha_n, \quad (11.34)$$

где $k_{тр}$ — коэффициент неравномерности по окружности трубы, принимается по табл. 11.1; α_k — средний по поверхности трубы коэффициент теплоотдачи конвекцией для рассчитываемого ряда, кВт/(м² · °C).

Следует обратить внимание на то, что в тепловых расчетах паровых котлов принимается средний коэффициент теплоотдачи для рассчитываемого пучка в целом. Он будет неодинаковым для труб, находящихся в пучке. При расчете тепловой нагрузки по уравнению (11.33) рекомендуется следующий подход к определению его расчетного значения.

Таблица 11.1. Коэффициент неравномерности тепловосприятия по окружности трубы $k_{тр}$

№ ряда	Коридорный пучок	Шахматный пучок	Ширмы
1	1,6	1,6	1,6
2	1,7	1,7	2,3
3	1,5	1,5	2,2
4-й и последующие	1,4	1,6	2,2
Последний при наличии газового объема за пучком	1,0	1,0	2,2
Настенные трубы и области газопроходов	1,0	1,0	1,0

Примечание. В случаях, когда рассматриваемый пучок (часть пучка) удален от предыдущего на значение более $2s_2$, счет рядов начинается сначала.

Как известно [1], коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке при поперечном омывании коридорных пучков и ширм, отнесенный к полной поверхности труб (по наружной окружности), вычисляется по уравнению

$$\alpha_k = 0,2 C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33}. \quad (11.35)$$

Для шахматных пучков

$$\alpha_k = C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} Pr^{0,33}, \quad (11.36)$$

где C_s — коэффициент, учитывающий форму пучка; C_z — поправка на число рядов в пучке; $wd/\nu = Re$ — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Коэффициент теплоотдачи α_k , подставляемый в (11.34), определяется для рассчитываемого ряда с учетом предварительной турбулизации потока газов. Для труб первого ряда любого пучка и ширм коэффициент теплоотдачи конвекцией в лобовой точке практически одинаков. Поэтому для этих труб α_k находится как для двухрядного шахматного пучка. Для ширм при этом C_s принимают равным единице, а для конвективных пучков — в зависимости от формы пучка. Для труб второго ряда C_z — как для четырехрядного пучка соответствующей компоновки; для третьего и последующих рядов $C_z = 1$. Для ширм, начиная со второго ряда, $C_z = 1$ при определении α_k как для коридорного пучка.

Коэффициент теплоотдачи излучением α_n , подставляемый в уравнение (11.34), определяется в зависимости от номера ряда.

Для труб первого ряда пучка (ширм), расположенного за топкой или за газовым объемом, а также для последнего ряда, за которым расположен объем глубиной не менее $3s_2$, коэффициент излучением, кВт/(м² · °C), находится по излучению из топки (объема):

$$\alpha_{n,т(об)} = q_n / (\vartheta_p - t), \quad (11.37)$$

где q_n — удельное тепловосприятие излучением из топки (газового объема).

Если проверяемые трубы и расположенный перед ними газовый объем отделены от топки (ширм) фестоном или пучком с числом труб (по ходу газов) не более 4, следует учитывать излучение, падающее на трубы из топки,

$$\alpha_{n,т+об} = \alpha_{n,об} + \frac{q_n}{\vartheta_p - t_{зач}} (1 - x_{пучка}) (1 - a_{об}), \quad (11.38)$$

где $x_{пучка}$ — угловой коэффициент пучка [см. (2.27)]; $a_{об}$ — коэффициент теплового излучения объема [1].

При числе труб в пучке, отделяющем поверхность от топки, более четырех, если $\chi_{\text{пучка}}$ приближается к единице, излучение из топки не учитывается.

Встречаются случаи, когда ведется расчет температуры стенки не лобовых витков (рядов), а вторых, третьих и т. д. В этом случае учитывается коэффициент облученности из топки (объемов).

Для труб второго ряда коридорного пучка, со второго по четвертый ряд шахматного пучка и всех остальных (кроме первого) рядов ширм коэффициент теплоотдачи излучением подсчитывается с учетом облученности из топки или газового объема перед пучком:

$$a_{\text{л}} = \varphi_{\text{т}} a_{\text{л.т+об}} + (1 - \varphi_{\text{т}}) a_{\text{л.мтр}}, \quad (11.39)$$

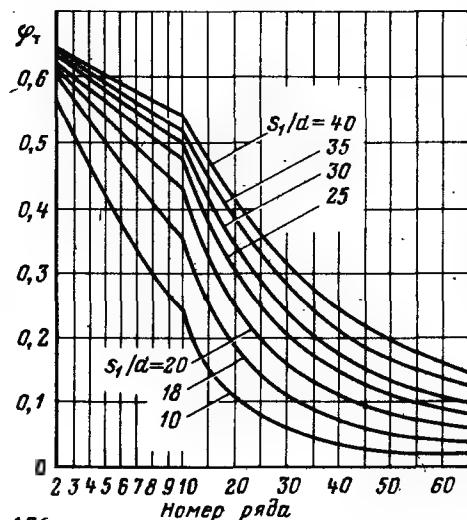
где $\varphi_{\text{т}}$ — коэффициент облученности из топки (объема) наиболее нагруженной трубы; $a_{\text{л.мтр}}$ — коэффициент теплоотдачи от межтрубного излучения, кВт/(м² · °С), вычисляется по [1].

Коэффициенты облученности принимаются по номограммам (рис. 11.5 — 11.7). Для труб первого ряда, расположенных непосредственно за топкой (за объемом), а также для тыльной образующей последней трубы пучка перед объемом $\varphi_{\text{т}} = 1$.

Для труб коридорных пучков, начиная с третьего ряда, и шахматных пучков, начиная с пятого ряда, принимается $\varphi_{\text{т}} = 0$, т. е. учитывается только межтрубное излучение.

Для ширм $a_{\text{л.мтр}}$ принимается из теплового расчета. Однако после определения q_0 по уравнению (11.33) производится подсчет средней для элемента температуры наружной стенки трубы:

$$t_{\text{н.ср}} = \bar{t} + \beta \mu q_0 \left(\frac{s}{\lambda_{\text{м}}} \frac{2}{\beta + 1} + \frac{1}{a_2} \right). \quad (11.40)$$



Затем определяют температуру загрязненной стенки

$$t_{\text{заг}} = t_{\text{н.ср}} + 0,25 \epsilon q_0, \quad (11.41)$$

и сравнивают полученное значение $t_{\text{заг}}$ с тем, которое было принято в тепловом расчете при вычислении $t_{\text{заг}}$. Если при $\vartheta_{\text{р}} - t_{\text{заг}} \geq 150^\circ\text{С}$ рассчитанная по уравнению (11.41) $t_{\text{заг}}$ будет отличаться больше чем

Рис. 11.5. Коэффициент облученности точек с максимальным тепловосприятием для ширм

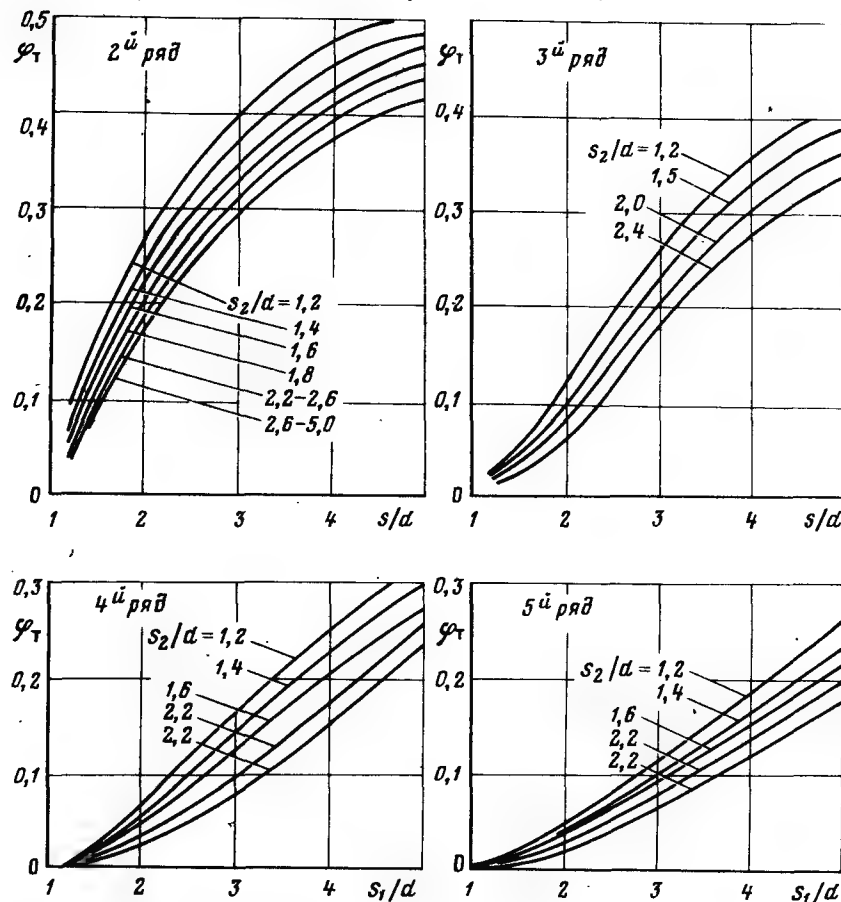


Рис. 11.6. Коэффициент облученности точек с максимальным тепловосприятием для труб коридорного пучка

на 50°С , а при $\vartheta_{\text{р}} - t_{\text{заг}} < 150^\circ\text{С}$ — больше чем на 25°С , то следует задаться другой температурой $t_{\text{заг}}$, рассчитанной по рекомендациям [1] $a_{\text{л.мтр}}$ при этой вновь заданной температуре. Таким образом, путем постепенных приближений уточняется $a_{\text{л.мтр}}$.

Теплопроводность материалов, из которых изготовлены трубы, принимается по рис. 11.8. При этом следует задаваться температурой на 50°С выше температуры среды t , а после расчета температуры стенки по уравнению (11.2) полученное значение сравнить с предварительно принятым. Если значения этих температур будут различаться больше чем на 100°С , задаться другой температурой, определить $\lambda_{\text{м}}$ и произвести пересчет.

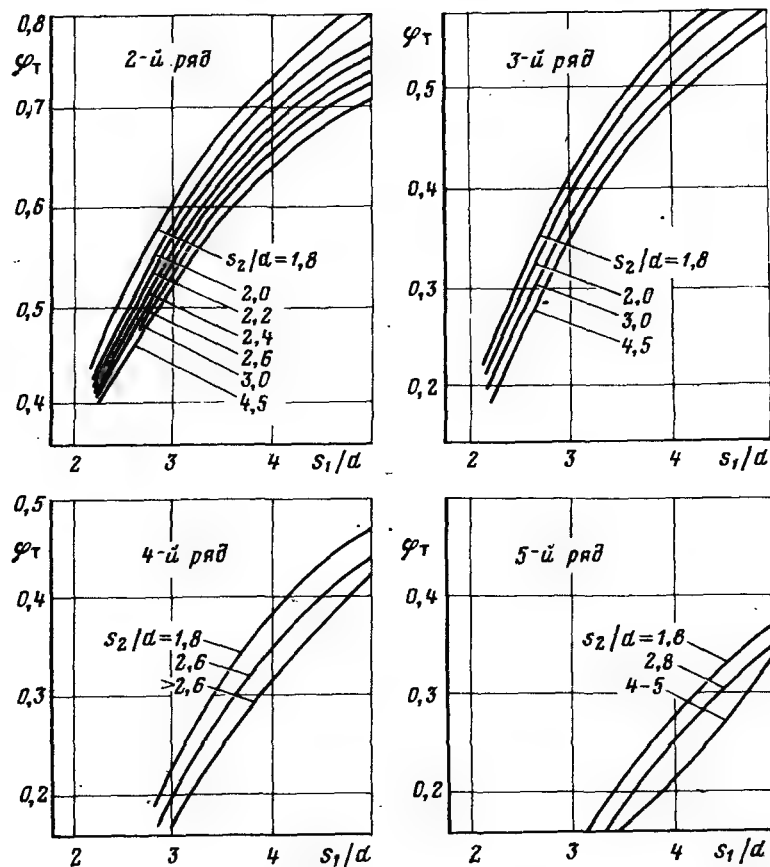


Рис. 11.7. Коэффициент облученности точек с максимальным тепловосприятием для труб шахматного пучка

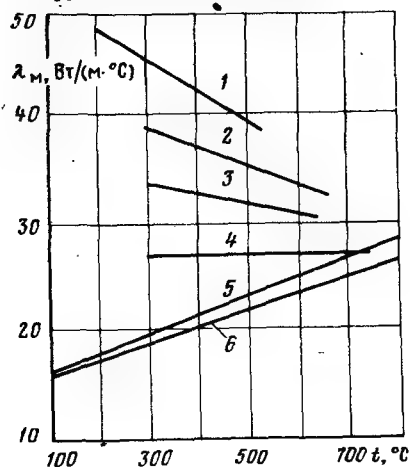


Рис. 11.8. Коэффициент теплопроводности котельных сталей:

1 — сталь 20; 2 — 12Х1МФ; 3 — 12Х2ФСР; 4 — ЭИ756; 5 — 1Х18Н9Т; 6 — ЭИ257; 695Р

Таблица 11.2. Предельные $q_{\text{макс}}$ при сжигании различных топлив

Вид топлива	$q_{\text{макс}}$, кВт/м ²
<i>При номинальной нагрузке</i>	
Природный газ	406
Мазут	520–580*
Пыль бурых углей при замкнутой схеме сушки	350
То же при разомкнутой схеме сушки	406
Пыль каменных углей и АШ; твердое шлакоудаление	406
То же при жидком шлакоудалении	465
Ошипованные поверхности пылеугольных топок	210
<i>При растопках</i>	
Мазут и газ в пылеугольных топках, неошипованные поверхности	175/116**
То же ошипованные поверхности	93/70**

* Для котлов СКД $q_{\text{макс}}$ не должны превышать 525 кВт/м²; для этого следует принимать многоярусные горелки, рециркуляцию газов и др.

** Больше число при нагрузке около 30%, меньшее — при нагрузке 15–20% номинальной; при растопке $a_T \leq 3$.

Значение $q_{\text{макс}}$, подсчитанное по уравнению (11.31), не должно превышать значений, приведенных в табл. 11.2. В том случае, когда рассчитанные по уравнению (11.31) тепловые нагрузки будут выше $q_{\text{макс}}$, указанных в табл. 11.2, расчет температур стенки следует вести по $q_{\text{макс}}$ из табл. 11.2.

11.5. Определение коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к рабочей среде при отсутствии кипения

При отсутствии кипения, что наблюдается на экономайзерных и пароперегревательных участках пароводяного тракта котлов докритического давления и на всем протяжении тракта при сверхкритических параметрах, обычно имеет место развитое турбулентное движение рабочей среды. Интенсивность теплообмена между стенкой трубы и рабочим телом определяется главным образом термическим сопротивлением тонкого пристенного слоя, в пределах которого и происходят основные изменения теплофизических свойств. В интервале температур от 100 °С и до температуры насыщения для докритических параметров изменение теплофизических свойств среды невелико. Для этого случая коэффи-

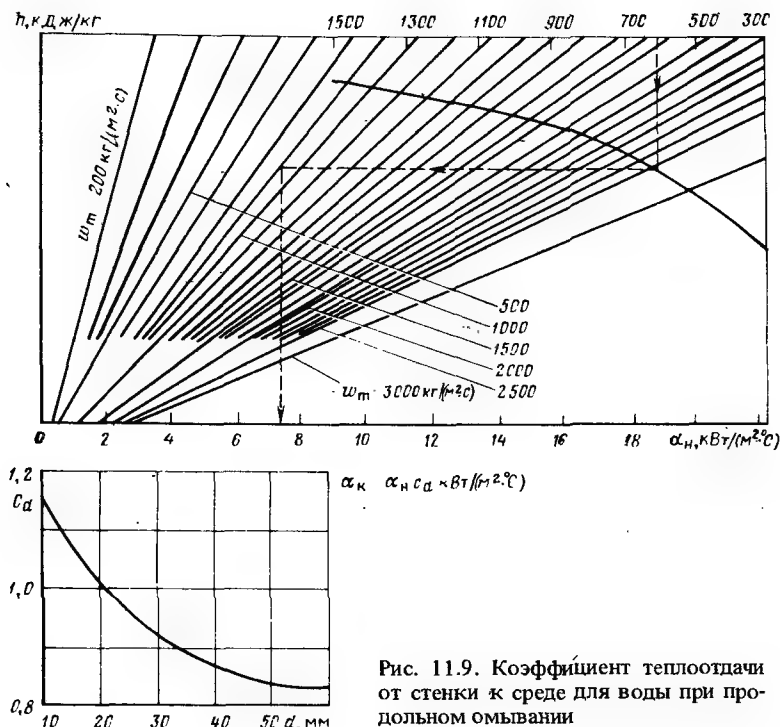


Рис. 11.9. Коэффициент теплоотдачи от стенки к среде для воды при продольном омывании

коэффициент теплоотдачи α_2 определяется по номограмме (рис. 11.9), построенной на основе зависимости

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (11.42)$$

с отнесением всех физических констант к температуре потока. На рис. 11.10 представлена номограмма для определения α_2 для перегретого пара, построенная по этой же зависимости с отнесением всех физических констант к средней температуре перегретого пара.

Что касается сверхкритических параметров, то здесь дело обстоит сложнее. В работе [16] было проведено обобщение многочисленных экспериментальных исследований по определению коэффициента теплоотдачи от стенки вертикальных труб к рабочей среде при сверхкритических параметрах. При этом было установлено, что при практических расчетах коэффициент теплоотдачи для среды сверхкритического давления

$$\alpha_2 = A \alpha_0, \quad (11.43)$$

где A — относительный коэффициент; α_0 — исходное значение коэффициента теплоотдачи, $кВт/(м^2 \cdot ^\circ C)$.

Исходное значение α_0 , как показал вышеприведенный анализ работ различных авторов, может быть аппроксимировано уравнением (11.42), но с несколько иным численным коэффициентом:

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (11.44)$$

В различных работах значение C оценивается в пределах 0,019–0,025. В нормативном методе [6] и в работе [16] этот коэффициент принят 0,021; при таком коэффициенте построена номограмма для определения α_0 (рис. 11.11). Для определения относительного коэффициента A построена номограмма на основании обработки опытных данных [16], приведенная на рис. 11.12. Из этого рисунка нетрудно видеть влияние энтальпии среды, тепловой нагрузки и массовой скорости на теплообмен.

При энтальпиях ниже 850 кДж/кг теплообмен подчиняется основной зависимости, выраженной уравнением (11.44); при больших значениях энтальпии существенное влияние на теплообмен оказывают такие факторы, как массовая скорость и тепловая нагрузка. При этом различные значения отношения q/w_m в пределах энтальпий 850–2700 кДж/кг могут обуславливать или понижение или повышение α_2 . Рассматривая влияние q/w_m , выделяют три группы режимов. К первой группе относят режимы, при которых $q \cdot 10^3 / 3,6 w_m \leq 0,42$ кДж/кг. При этих режимах наблюдается повышенная интенсивность теплообмена между внутренней стенкой и средой, а следовательно, обеспечивается минимальная температура стенки. Ко второй группе относятся режимы при $q \cdot 10^3 / 3,6 w_m = 0,42 \div 0,84$; для них характерно то, что наряду с участками повышенной интенсивности теплообмена имеются участки с пониженной интенсивностью. Наконец, к третьей группе относятся режимы с $q \cdot 10^3 / (3,6 w_m) > 0,84$. Для этой группы характерно снижение интенсивности теплообмена с ростом энтальпии. Особенно резкое снижение имеет место при приближении к зоне большой теплоемкости и далее остается во всем практически применяемом в котлах диапазоне существования энтальпий. Иными словами, эти режимы обуславливают ухудшенный теплообмен, а поэтому и возможное резкое повышение температуры стенки труб.

В современных конструкциях прямоточных паровых котлов локальные тепловые нагрузки, отнесенные к внутренней поверхности труб, могут достигать довольно высоких значений, в особенности в НРЧ, часто находящихся вблизи ядра факела. При сжигании таких топлив, как мазут, они могут иметь значения до 600–700 кВт/м². Тем не менее при нормальных массовых скоростях, принимаемых в котлах в пределах 2000–2500 кг/(м² · с), отношение $q \cdot 10^3 / 3,6 w_m$ меньше 0,4, что определяет довольно интенсивный теплообмен между стенкой и средой, и температура стенки находится в допустимых пределах. Однако всегда следует помнить о том, что при переменных режимах работы котла массовые скорости могут оказаться сниженными, что будет приближать режим к ухудшенному теплообмену. Особенно это может наблюдаться

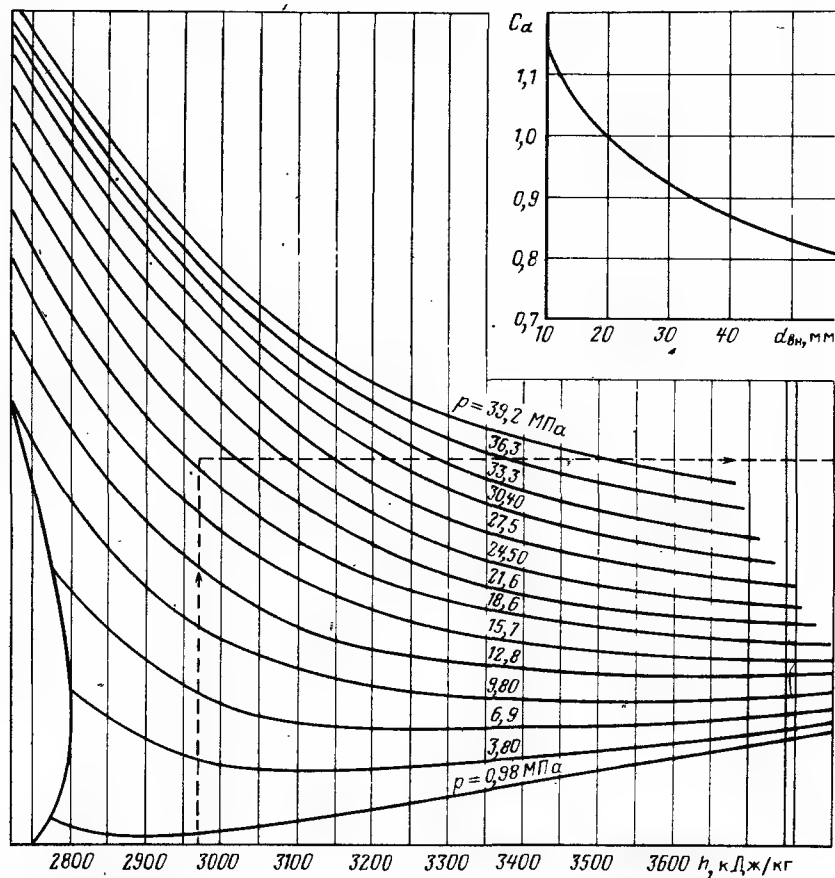
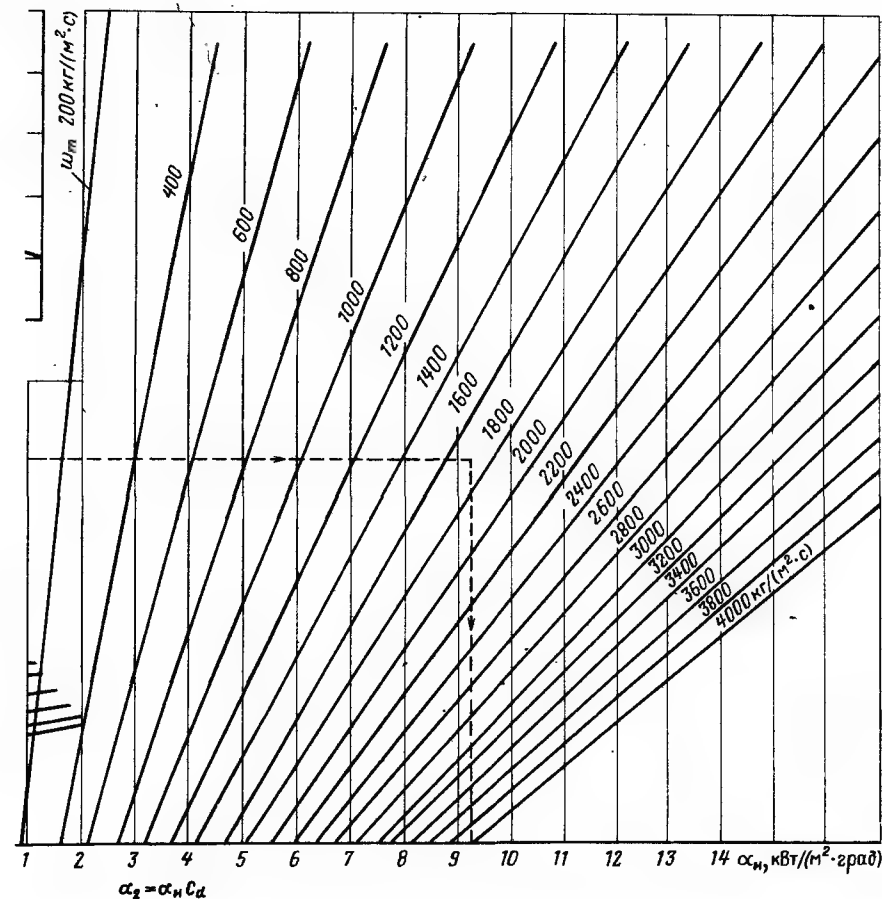


Рис. 11.10. Коэффициент теплоотдачи от стенки к среде для перегретого пара

при растопочных режимах, когда массовые скорости незначительны. Поэтому при выборе режимов растопки следует особенно внимательно назначать минимально допустимые массовые скорости, при которых, кстати, могут наступать и режимы неустойчивых гидродинамических характеристик.

Все вышеприведенные рекомендации по определению расчетных α_2 относятся к участкам со стабильными режимами движения. Как показали исследования [16], на начальных участках из-за неустойчивости режимов движения среды и тепловых нагрузок возможно ухудшение теплообмена, а следовательно, повышение температуры стенки. Это явление наблюдается при массовых скоростях ниже $700 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и при высоких тепловых нагрузках на участке $l < 2 \text{ м}$. Поэтому этих условий следует избегать.



Как известно, в сверхкритической области давлений отсутствует разность плотностей между жидкой и паровой фазами. Поэтому нельзя ожидать какого-либо расслоения среды в горизонтально или наклонно расположенных трубах под действием гравитационных сил. Вместе с этим, как установлено экспериментальными исследованиями, обнаруживается определенное различие коэффициентов теплоотдачи по периметру горизонтально расположенных труб: по верхней образующей трубы коэффициент теплоотдачи оказался заметно меньше, чем по нижней образующей. А значение коэффициента теплоотдачи в горизонтальных или наклонных трубах отличается от такового в вертикальных трубах. В нормативном методе [6] для горизонтально или наклонно расположенных труб при теплообмене по всему периметру или

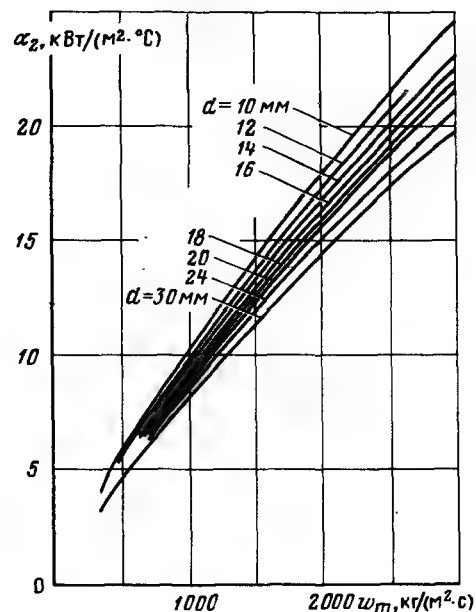


Рис. 11.11. Коэффициент теплоотдачи от стенки к среде при сверхкритическом давлении при $h = 800$ кДж/кг

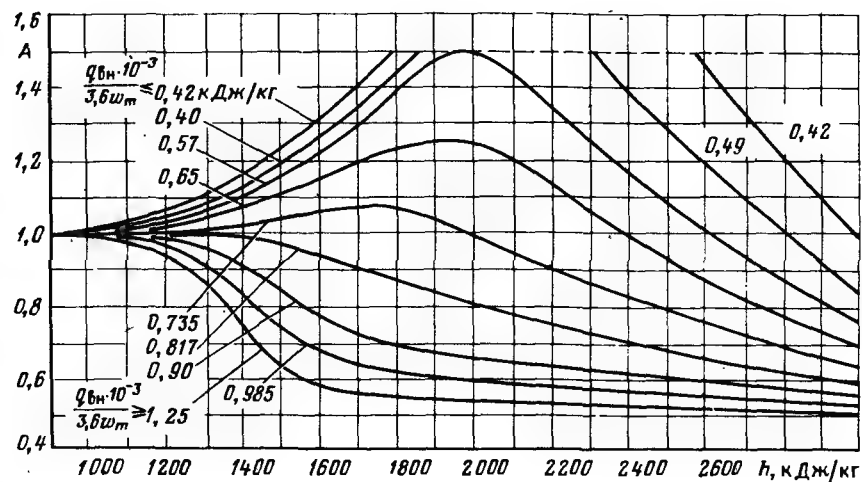


Рис. 11.12. Влияние энтальпии среды, тепловой нагрузки и массовой скорости на коэффициент теплоотдачи при сверхкритическом давлении

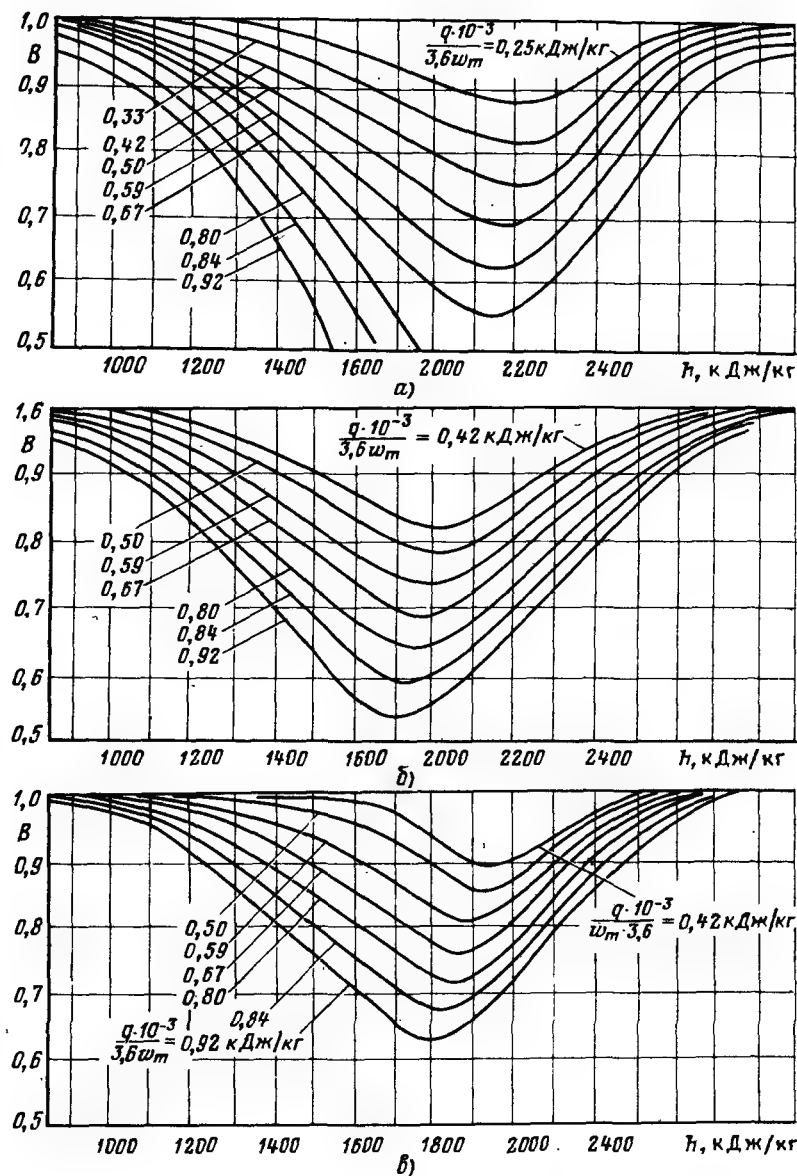


Рис. 11.13. Поправочный коэффициент к определению коэффициента теплоотдачи на верхней образующей трубы:

a – горизонтальные трубы; $б$ – наклон к горизонтالي $\alpha = 15^\circ$; $в$ – наклон к горизонтали $\alpha = 30^\circ$

только при обогреве в верхней части трубы коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2^{\text{гор}} = B \alpha_2^{\text{верт}}, \quad (11.45)$$

где $\alpha_2^{\text{верт}}$ — коэффициент теплоотдачи в вертикальных трубах, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$; B — поправочный коэффициент, принимаемый по номограммам (рис. 11.13).

Из рис. 11.13 нетрудно видеть, что поправочный коэффициент зависит от тепловой нагрузки, массовой скорости и энтальпии среды. При приближении к зоне большой теплоемкости имеет место значительное ухудшение теплообмена, так как в этой зоне наблюдаются значительные изменения теплофизических свойств среды.

11.6. Определение коэффициента теплопередачи от стенки трубы к рабочей среде при кипении. Кризисы теплообмена

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах паровых котлов происходят сложные процессы вблизи стенки, связанные с изменениями теплофизических свойств среды. При умеренных тепловых нагрузках и паросодержаниях на поверхности нагрева возникают пузырьки пара и по мере их роста отделяются от поверхности и перемещаются к центру потока. Такое кипение называется пузырьковым кипением. При развитом пузырьковом кипении движение пузырьков интенсифицирует турбулизацию среды вблизи поверхности и способствует увеличению коэффициента теплоотдачи. В этих условиях температура внутренней стенки незначительно превышает температуру насыщения при данном давлении. Для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей воде при наличии развитого пузырькового кипения на основании многочисленных исследований было предложено большое количество полуэмпирических и эмпирических формул [18] типа

$$\alpha_2 = A f(p) q^n, \quad (11.46)$$

где p — давление, МПа; q — тепловая нагрузка, $\text{кВт}/\text{м}^2$; A и n — опытные коэффициенты.

Построенная номограмма по формуле (11.46) приведена на рис. 11.14 [6].

Но пузырьковое кипение может существовать только в определенных границах тепловых нагрузок и паросодержаний.

При повышении тепловых нагрузок увеличивается количество пузырьков пара на поверхности, частота их образования, на поверхности нагрева образуется сплошная паровая пленка, препятствующая теплообмену между поверхностью нагрева и средой. Такое кипение принято называть пленочным. Наступление пленочного кипения сопровождается резким снижением коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочей сре-

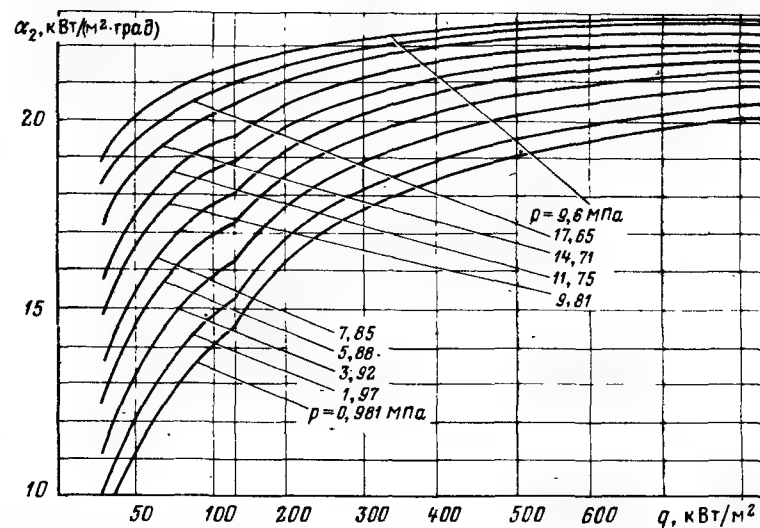


Рис. 11.14. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде при развитом пузырьковом кипении

де и, следовательно, резким повышением температуры стенки. Это явление называют кризисом теплообмена первого рода, а тепловая нагрузка, при которой наступает кризис теплообмена первого рода, называется критической тепловой нагрузкой или критической плотностью теплового потока $q_{кр}$, $\text{кВт}/\text{м}^2$.

Этот вид кризиса наблюдается как при кипении недогретой до температуры насыщения воды, а также пароводяной смеси с массовыми паросодержаниями, соответствующими пузырьковому режиму течения или дисперсно-кольцевому с кипением в пленке.

При увеличении паросодержания пузырьковый режим движения переходит в снарядный, затем в дисперсно-кольцевой, а далее в дисперсный с наличием тонкой пленки жидкости на стенах. В условиях этого движения происходят сложные процессы массообмена между тонкой пленкой жидкости и паровым ядром, несущим тонкодиспергированную влагу. При достаточно интенсивном кипении жидкости в пленке может наблюдаться пузырьковый вынос влаги в паровой поток (разбрызгивание), обусловленный разрывом поверхности жидкой пленки отрывающимися паровыми пузырями. Одновременно может происходить осаждение капель из ядра потока на поверхность пленки. Пока происходит интенсивный массообмен между паровым потоком и жидкой пленкой, коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу остается достаточно высоким и температура внутренней стенки остается близкой к температуре насыщения. По мере роста паросодержания смеси из-за испарения и уноса влаги из пристенной пленки, не скомпенсированных вы-

падением капель из ядра потока, происходит высыхание пленки. Коэффициент теплоотдачи резко уменьшается, а температура стенки возрастает. Это явление принято называть кризисом теплообмена второго рода, который происходит при $x_{гр}^0$.

Критическая тепловая нагрузка, как показали многочисленные исследования кризисов теплообмена в СССР и за рубежом, зависит от давления, массовой скорости и массового паросодержания. Зависимости критической тепловой нагрузки от паросодержания при разных условиях проведения опытов представлены на рис. 11.15. С ростом паросодержания критическая тепловая нагрузка уменьшается (участок I), и при достижении некоторого паросодержания $x_{гр}^0$, называемого граничным паросодержанием, наблюдается явно выраженный излом (рис. 11.15, а), после которого следует резко ниспадающий, а в некоторых случаях практически вертикальный участок II (рис. 11.15, б, г, д), наличие

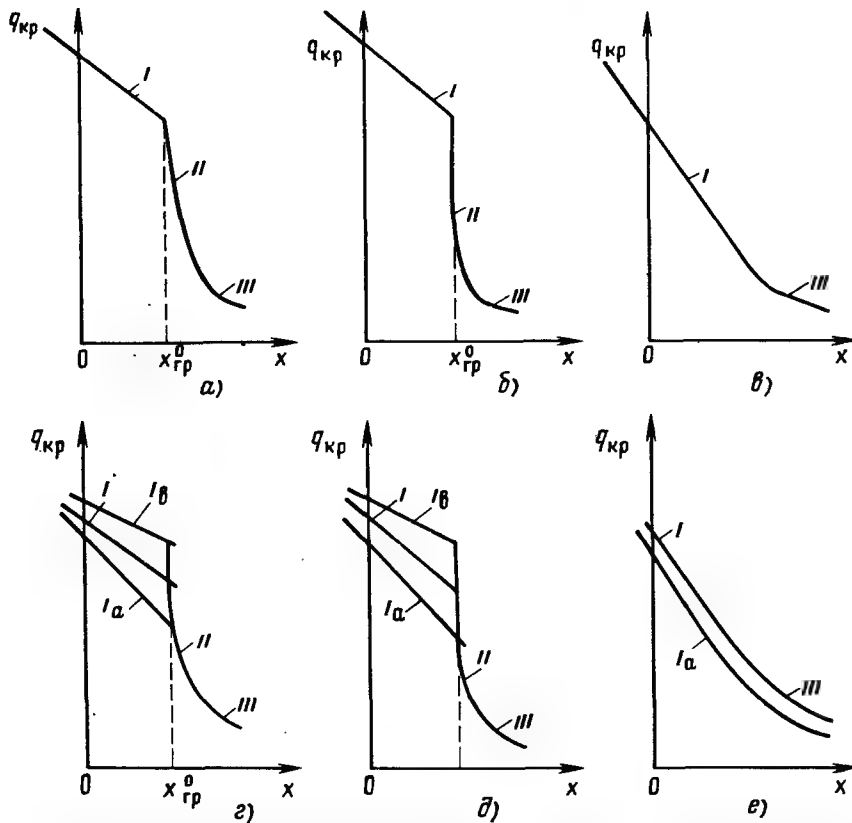


Рис. 11.15. Критические тепловые нагрузки и граничные паросодержания при различных условиях проведения опыта

которого связано с высыханием пленки. С ростом давления и массовой скорости протяженность участка II сокращается, а при давлениях больше 16 МПа или при массовых скоростях, превышающих 2500 — 3000 кг/(м² · с), он практически исчезает (рис. 11.15, в, е), переходя сразу в участок III.

При $q < q_{кр}^0$, соответствующей $x_{гр}^0$, на микропенку выпадают капли из ядра потока, поэтому в обогреваемой трубе вблизи кривой II высыхание пленки будет неустойчивым, проявляться периодически в виде пятен и лишь при некотором $x_{ор}$, несколько большем, чем $x_{гр}^0$, произойдет полное высыхание микропенки. Вблизи внутренней поверхности трубы будет перемещаться сухой или перегретый пар, а тепловая нагрузка будет определяться теплообменом между поверхностью нагрева и паром (участок III). Точку поворота от участка II к участку III называют кризисом орошения [26]. Поскольку кризис орошения возникает при сравнительно невысоких тепловых нагрузках, он не представляет большой опасности для парообразующих поверхностей.

Из вышеизложенного становится ясным, что для того, чтобы обеспечить безопасную работу поверхностей нагрева, необходимо ограничивать тепловую нагрузку критической тепловой нагрузкой и массовое паросодержание граничным паросодержанием. В паровых котлах при сжигании твердых и газообразных топлив тепловые нагрузки радиационных поверхностей нагрева обычно не достигают критических тепловых нагрузок; при сжигании мазута локальные тепловые нагрузки нередко достигают 0,45 МВт/м², а в некоторых случаях могут превышать критические.

В этих случаях необходимо принятие мер по снижению локальных тепловых нагрузок. Такими мерами могут быть применение рециркуляции газов, что одновременно решает проблему регулирования первичного и промежуточного пароперегрева, а также рассредоточение факела применением большего количества горелок.

Что касается граничных паросодержаний, то в котлах докритических параметров в определенных участках поверхности нагрева всегда достигается массовое граничное паросодержание; в этом случае необходимо выносить зону с массовым паросодержанием, приближающимся к граничному, в область пониженных тепловых нагрузок, при которых обеспечиваются удовлетворительные условия при ухудшенном теплообмене, вызванном кризисом.

Учитывая то, что в дисперсном режиме происходит интенсивное высаживание солей на обогреваемые поверхности в виде накипи, в газоходы с пониженными тепловыми нагрузками рекомендуется выносить зону с паросодержанием выше $x_{Др}$.

Для расчетов по определению границ существования кризисов теплообмена при двухфазных средах докритического давления на основании многочисленных исследований были составлены таблицы крити-

ческих плотностей тепловых потоков [26], представленные в приложении (табл. П4.1, П4.2). Таблицы составлены для технически гладких стальных труб с внутренним диаметром 8 мм, с вертикальным их расположением и при движении потока снизу вверх. Значения граничных паросодержаний представлены таблицей П4.3.

Для других диаметров критическую плотность теплового потока рекомендуется вычислять по приближенной зависимости

$$q_{крd} = q_{кр8} (8/d)^{0,5}. \quad (11.47)$$

Пересчет граничных паросодержаний для других диаметров труб рекомендуется производить по приближенной зависимости

$$x_{гpd}^0 = x_{гp8}^0 (8/d)^{0,25}. \quad (11.48)$$

11.7. Определение параметров кризиса. Коэффициенты запаса

Нормативный метод [6] рассматривает вопросы определения параметров кризисов отдельно для труб с внутренним диаметром больше 15 мм и для труб малого размера ($d < 15$ мм) при постоянных тепловых нагрузках по длине трубы. Для труб с внутренним диаметром больше 15 мм виды зависимостей граничных условий ухудшенного теплообмена, обусловленного кризисами, представлены на рис. 11.16, а. В первой из них (I) $x_{кр}$ зависит от плотности теплового потока на внутренней поверхности трубы; вторая (II) имеет участки, в которых эта зависимость отсутствует. Тепловые потоки, соответствующие началу и концу области независимости паросодержания от q (точки 2 и 3 зависимости II), приведены на номограмме рис. 11.16, б.

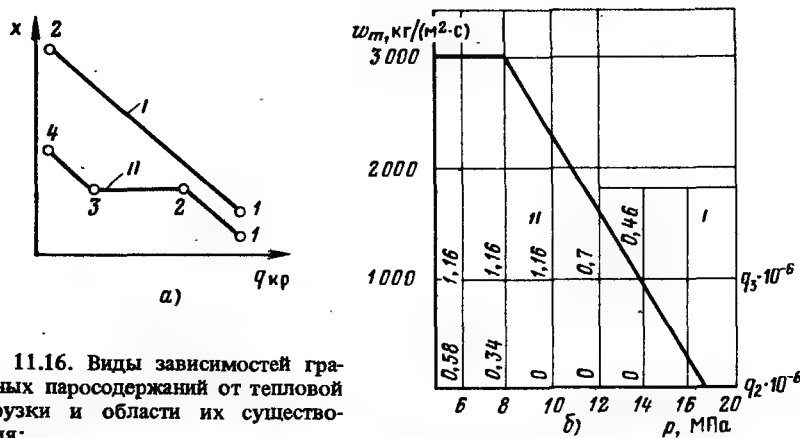


Рис. 11.16. Виды зависимостей граничных паросодержаний от тепловой нагрузки и области их существования:

а – виды зависимостей граничных гидросодержаний от тепловой нагрузки;
б – области их существования

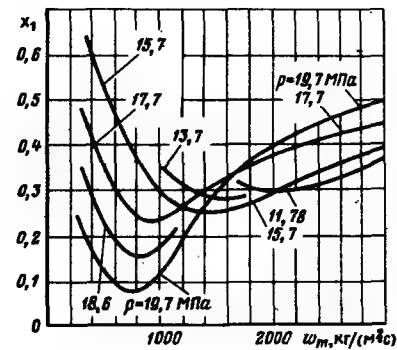


Рис. 11.17. Граничные паросодержания x_1 для труб диаметром 20 мм при $q = 464$ кВт/м²

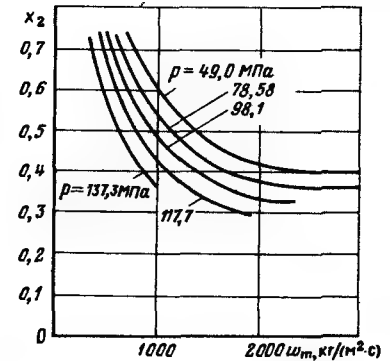


Рис. 11.18. Граничные паросодержания x_2 для труб диаметром 20 мм в области независимости $x_{гp}^0$ от тепловой нагрузки

Предельные паросодержания в вертикальных трубах, при которых наступают кризисы теплообмена, определяются по уравнениям: для области I

$$x_{кр} = x_1 b_d - (1,16 \cdot 10^{-5} q - 4) b_q; \quad (11.49)$$

для участка 2-3 области II

$$x_{гp} = x_2 b_d; \quad (11.50)$$

для участка 1-2 области II

$$x_{кр} = x_2 b_d - 1,16(q - q_2) 10^{-5} b_q; \quad (11.51)$$

для участка 3-4 области II

$$x_{гp} = x_2 b_d - 1,16(q - q_3) 10^{-5} b_q. \quad (11.52)$$

В уравнениях (11.49) – (11.52): $x_{кр}$ – критическое паросодержание при кризисах первого рода; $x_{гp}$ – граничное паросодержание при кризисах второго рода; x_1 – критическое паросодержание в трубе с внутренним диаметром 20 мм при плотности теплового потока 464 кВт/м², определяется по рис. 11.17; x_2 – граничное паросодержание в трубе с внутренним диаметром 20 мм в области независимости от теплового потока, определяется по рис. 11.18; q – максимальная плотность теплового потока в проверяемом сечении трубы, определяется по тепловому расчету, кВт/м²; q_2, q_3 – предельные плотности теплового потока (максимальные и минимальные), при которых отсутствует зависимость от тепловосприятия, определяется по рис. 11.16, б, кВт/м²;

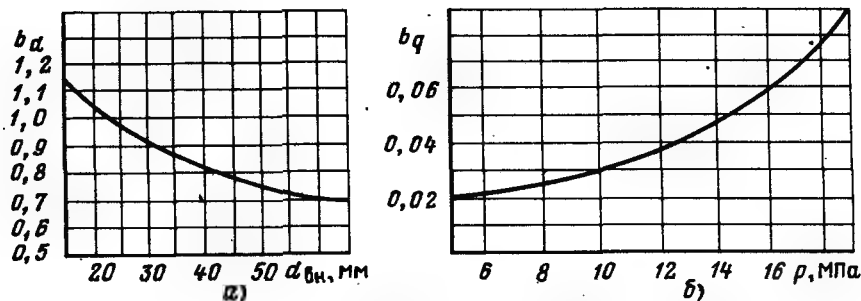


Рис. 11.19. Поправочные коэффициенты на диаметр и тепловую нагрузку

b_d , b_q — коэффициенты, учитывающие влияние диаметра трубы и теплового потока соответственно, определяются по рис. 11.19.

Задавая различные значения теплового потока по уравнениям (11.49) — (11.52), можно построить зависимость критических тепловых потоков для труб с внутренним диаметром больше 15 мм от x и определить граничные паросодержания.

Для труб диаметром меньше 15 мм при определении критических плотностей тепловых потоков и граничных паросодержаний Нормативный метод рекомендует пользоваться таблицами экспериментальных данных (табл. П4.1 — П4.3). Для проведения аналитических расчетов различными авторами рекомендуются эмпирические формулы для определения $q_{кр}$ и $x_{гр}^0$. Такие формулы приведены и в Нормативном методе [6]. Но расчеты по этим формулам дают значительные погрешности, в особенности в области высоких давлений.

При использовании табличных данных по $q_{кр}$ и $x_{гр}^0$ параметры кризисов и коэффициенты запасов по $q_{кр}$ и $x_{гр}^0$ для труб с постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы могут быть удобно определены способом, изложенным ниже.

Пусть для трубы заданы: давление, массовая скорость, внутренний диаметр и энтальпия (массовое паросодержание) на входе.

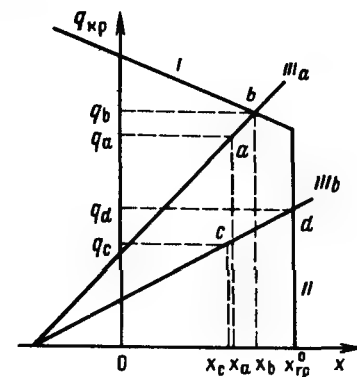
По табл. П4.1 и П4.2 в координатах $q_{кр} = f(x)$ строится линия I до пересечения с линией, представляющей собой перпендикуляр из $x_{гр}^0$, взятого из табл. П4.3 (рис. 11.20).

Из уравнения баланса теплоты следует, что массовое паросодержание на выходе

$$x_{вых} = x_{вх} + \frac{\pi d l q}{w_m \frac{\pi d^2}{4} r} = x_{вх} + \frac{4 l q}{w_m d r}, \quad (11.53)$$

где q — расчетная тепловая нагрузка для трубы по внутреннему диаметру, кВт/м²; l — длина трубы, м; d — внутренний диаметр, м; r — теплота парообразования, кДж/кг.

Рис. 11.20. К определению коэффициентов запаса по критической тепловой нагрузке и граничному паросодержанию



В уравнении (11.53) массовое паросодержание на входе

$$x_{вх} = \frac{h_{вх} - h'}{r}. \quad (11.54)$$

Входное массовое паросодержание может быть как положительным (на входе пароводяная смесь), так и отрицательным (недогрев до кипения на входе).

Уравнение (11.53) на рис. 11.20 изображается прямой $IIIa$, проходящей через начальную и конечную энтальпию при расчетном тепловом потоке $q_{расч}$.

Отметим заданный режим на прямой $IIIa$, отвечающей расчетной тепловой нагрузке $q_{расч}$ и выходному массовому паросодержанию x_a , точкой a . Нетрудно видеть, что рабочая точка не достигает и критической тепловой нагрузки, и граничного паросодержания. Таким образом, не наступит кризиса ни первого, ни второго рода.

При увеличении тепловой нагрузки рабочая точка будет перемещаться по прямой $IIIa$. В точке b пересечения прямых $IIIa$ и I наступит кризис первого рода при критической тепловой нагрузке q_b . Коэффициент запаса по тепловой нагрузке

$$k_q = q_b / q_a. \quad (11.55)$$

Теперь пусть прямая, построенная по уравнению (11.53), будет $IIIb$, а расчетный режим будет обозначен точкой c .

Нетрудно видеть, что массовое паросодержание в точке c не достигает граничного паросодержания $x_{гр}^0$, а расчетная тепловая нагрузка значительно меньше критической тепловой нагрузки. Поэтому нельзя ожидать ни кризиса первого, ни второго рода.

При дальнейшем увеличении выходного паросодержания рабочая точка будет перемещаться по прямой $IIIb$, и в точке d пересечения наступит кризис второго рода. Коэффициент запаса при этом

$$k_x = q_d / q_c. \quad (11.56)$$

Коэффициент запаса целесообразно выбирать на основе вероятностных оценок. При таком подходе разность $q_{кр} - q_{расч}$, в нашем случае $q_b - q_a$ и $q_d - q_c$ должна быть всегда положительной с заданной сте-

пенью вероятности. Обработка данных по большому числу опытов показала [20], что распределение ошибок близко к нормальному закону распределения. Если принять под степенью надежности вероятность того, что действительная тепловая нагрузка не достигает критической, а действительное массовое паросодержание не достигает граничного паросодержания, то эту вероятность можно выразить

$$R_{\text{зад}} = 0,5 + \Phi(u), \quad (11.57)$$

где u — аргумент функции Лапласа

$$\Phi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u \exp(-t^2/2) dt. \quad (11.58)$$

Ошибки в определении $q_{\text{кр}}$ и $q_{\text{расч}}$ не зависят друг от друга. Суммарная ошибка $q_{\text{кр}} - q_{\text{расч}}$ может быть подсчитана как среднеквадратичная ошибка обеих определений:

$$\delta(q_{\text{кр}} - q_{\text{расч}}) = \sqrt{\delta_{\text{кр}}^2 q_{\text{кр}}^2 + \delta_{\text{расч}}^2 q_{\text{расч}}^2} = q_{\text{кр}}^{\text{ном}} - q_{\text{расч}}^{\text{ном}}. \quad (11.59)$$

Для того чтобы с заданной вероятностью $R_{\text{зад}}$ не наступил кризис первого или второго рода с учетом ошибок при определениях $q_{\text{кр}}^{\text{ном}}$ и $q_{\text{расч}}^{\text{ном}}$, необходимо, чтобы

$$q_{\text{кр}}^{\text{ном}} - q_{\text{расч}}^{\text{ном}} = u \sqrt{\delta_{\text{кр}}^2 q_{\text{кр}}^2 + \delta_{\text{расч}}^2 q_{\text{расч}}^2}. \quad (11.60)$$

С учетом уравнений (11.55) и (11.56), выражающих коэффициенты запаса, будем иметь

$$k = \frac{q_{\text{кр}}^{\text{ном}}}{q_{\text{расч}}^{\text{ном}}}. \quad (11.61)$$

При этом уравнение (11.60) примет вид

$$k - 1 = u \sqrt{\delta_{\text{кр}}^2 k^2 + \delta_{\text{расч}}^2}. \quad (11.62)$$

Решая уравнение (11.62) относительно k , опуская слагаемые малого порядка ($u^2 \delta_{\text{кр}}^2 \delta_{\text{расч}}^2$), получаем

$$k = \frac{1 + u \sqrt{\delta_{\text{кр}}^2 + \delta_{\text{расч}}^2}}{1 - u^2 \delta_{\text{кр}}^2}. \quad (11.63)$$

Достижение критических значений не должно наступать вообще. В этом случае вероятность $R_{\text{зад}}$ должна стремиться к единице, а в соответствии с уравнением (11.57)

$$\Phi(u) \rightarrow 0,5.$$

При этом по таблицам для интеграла Лапласа [21] аргумент функции Лапласа u можно принять равным 5.

Таблицы П4.1–П4.3 составлены со среднеквадратичными погрешностями $\pm 9\%$. Если принять, что тепловые расчеты выполнены с погрешностью $\pm 3\%$, то по уравнению (11.63) $k_q = 1,85$; $k_x = 1,15$.

Если при определении k_x принимается минимальное значение $x_{\text{гр}}^0$ из табл. П4.3, то в уравнении (11.63) $\delta_{\text{кр}}$ принимается равным нулю.

Наступление кризиса кипения второго рода, что часто встречается в прямоточных котлах докритических параметров, не обязательно ведет к разрушению поверхности нагрева из-за ее перегрева. Этого разрушения можно избежать, если разместить поверхность нагрева в зоне с невысокими тепловыми нагрузками, что и делается при конструировании прямоточных котлов докритических параметров. В этом случае при массовом паросодержании среды

$$x_{\text{вых}} = x_{\text{гр}}^0 / k_x \quad (11.64)$$

поверхность нагрева выносят в газопровод с меньшими температурами газов, а следовательно, с меньшими тепловыми нагрузками. При этом коэффициент теплоотдачи Нормативный метод [6] рекомендует определять по номограмме, приведенной на рис. 11.21.

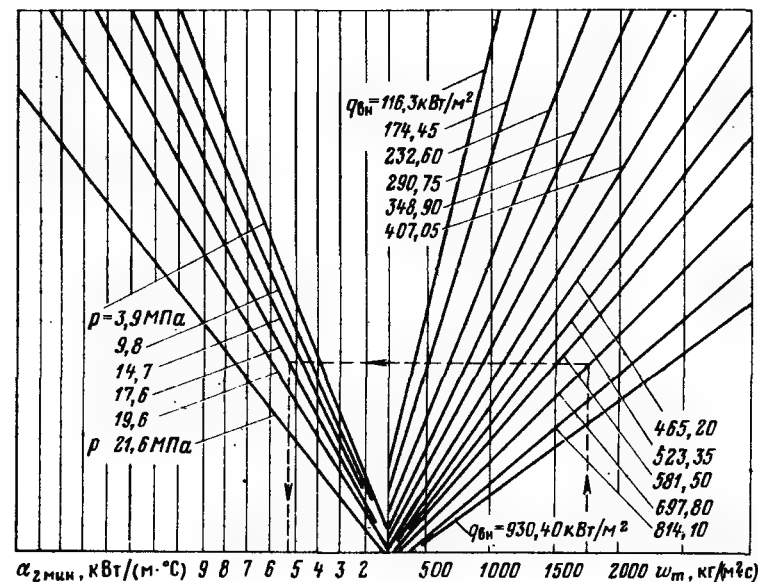


Рис. 11.21. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к среде докритических давлений в области ухудшенного режима теплообмена ($x > x_{\text{гр}}^0$)

Все приведенные выше данные о кризисах кипения справедливы для вертикально расположенных труб. Что касается поверхностей нагрева с горизонтальным или наклонным расположением, то совершенно естественно, что теплообмен в верхней части трубы будет хуже, чем в нижней части. Однако в настоящее время отсутствуют надежные опытные данные, по которым можно было бы построить таблицы критических тепловых нагрузок и граничных паросодержаний для горизонтальных или наклонных труб. Нормативный метод [6] рекомендует впредь до получения надежных данных принимать следующие граничные паросодержания в зависимости от давления для горизонтальных труб:

p , МПа	0,98–4,9	4,9–9,81	9,81–14,7	14,7
$x_{гр}^0$	0,3	0,2	0,1	0

Не следует, конечно, буквально понимать, что, например, при $p = 14,7$ МПа трубы будут находиться в режиме кризиса теплообмена уже при $x = 0$. Следует понимать, что теплообмен в горизонтальных трубах ухудшен, и, начиная с указанных выше паросодержаний, коэффициент теплоотдачи α_2 для них следует определять по номограмме, приведенной на рис. 11.21.

Для наклонных труб с равномерным обогревом граничные паросодержания рекомендуется определять по приближенной зависимости

$$x_{гр}^H = x_{гр}^{гор} + (x_{гр}^0 - x_{гр}^{гор}) \frac{\alpha}{90}, \quad (11.65)$$

где $x_{гр}^{гор}$, $x_{гр}^0$ — граничные массовые паросодержания горизонтальных и вертикальных труб; α — угол наклона трубы к горизонтالي.

Все рассмотренные выше рекомендации по определению граничных паросодержаний даны для равномерного обогрева труб по периметру. Для вертикальных труб с односторонним обогревом, а также для наклонных труб с углом наклона к горизонтالي больше 60° граничные паросодержания рекомендуется определять по приближенной зависимости

$$x_{гр}^6 = x_{гр}^0 + \Delta x, \quad (11.66)$$

где Δx — поправка на односторонний обогрев.

Для оценки влияния одностороннего обогрева на граничные паросодержания нет достаточно надежных экспериментальных данных. Поэтому впредь до получения этих данных рекомендуется принимать $\Delta x = 0,1$.

11.8. Кризисы теплообмена при неравномерном подводе теплоты по длине трубы

Выше рассматривались кризисы теплообмена при равномерном подводе теплоты по длине трубы. Но во многих случаях практики, в том числе в экранях современных паровых котлов, подвод теплоты по длине труб распределяется неравномерно. Экспериментальные исследования показывают, что эпюра распределения тепловых нагрузок по длине трубы не оказывает влияния на граничные паросодержания $x_{гр}^0$, но очень сильное влияние оказывает на критические тепловые нагрузки. Так, при ниспадающей эпюре тепловой нагрузки к выходному концу трубы критические тепловые нагрузки могут уменьшаться в несколько раз. Причины этого явления с физической точки зрения в настоящее время остаются не вполне ясными. Поэтому некоторыми исследователями были предложены различные методы расчетов параметров кризисов, учитывающие неравномерность тепловых нагрузок по длине трубы, основанные на обобщении и математической обработке экспериментальных данных по кризисам теплообмена при неравномерных тепловых нагрузках. Рассмотрим один из них.

В основу метода ФЭИ положено понятие об эквивалентной длине. Под эквивалентной длиной понимается длина $z_{экв}$ участка с равномерным подводом теплоты, имеющего ту же критическую мощность, что и замещаемый им участок длиной z с заданным переменным тепловыделением. Диаметр трубы и режимные параметры на входе в обоих случаях остаются одинаковыми:

$$Q_{кр}^H(z, \Delta h_{вх} \dots) = Q_{кр}^0(z_{экв}, \Delta h_{вх} \dots). \quad (11.67)$$

Для расчетов выбирается труба экранной панели, имеющая максимальную тепловую нагрузку. Мощность трубы, кВт,

$$Q_{тр} = \bar{q} \eta_{ст}^{макс} \eta_{ш}^{макс} \eta_{т}^{макс} (\psi F)_{пан} \frac{1}{n_{пан}}, \quad (11.68)$$

где $(\psi F)_{пан}$ — эффективная поверхность экранной панели, m^2 ; $n_{пан}$ — число труб в панели.

Так как математические формулы, выражающие зависимость тепловой нагрузки по длине трубы, для экранов отсутствуют, можно построить эту зависимость в виде ступенчатого профиля следующим способом. Разобьем всю трубу по ее длине на участки произвольной длины, но не меньше $(z_i - z_{i-1})/d = 20$ (длина релаксации). Руководствуясь рис. 2.3, определим относительную высоту каждого участка h_i/H_t , η_{bi} и его тепловую нагрузку, кВт/ m^2 ,

$$q_i = \frac{\eta_{bi} Q_{тр}}{\pi d l_{тр}}, \quad (11.69)$$

где $l_{тр}$ — длина всей трубы, м.

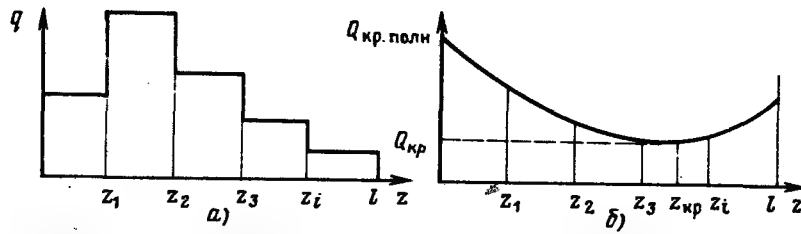


Рис. 11.22. К расчету параметров кризисов теплообмена при неравномерном тепловыделении по длине трубы

В результате таких расчетов построим профиль тепловых нагрузок, представленный на рис. 11.22, а. После построения профиля следует убедиться в том, что

$$\sum_1^l q_i \pi d (z_i - z_{i-1}) = Q_{тр}. \quad (11.70)$$

В общем случае, когда место возникновения кризиса неизвестно, расчет критической мощности выполняется для ряда сечений ($z_1, z_2, \dots$). Для каждого из выбранных сечений z_i определяется критическая мощность участка в предположении, что кризис наступит на его конце. При этих условиях производятся следующие расчеты.

Эквивалентная длина участка с неравномерной тепловой нагрузкой

$$z_{экв i} = \left[1 + \left(\frac{q_i}{q_{экв i-1}} - 1 \right) e^{-a(z_i - z_{i-1})} \right] \times \frac{q_{экв i-1}}{q_i} l_{экв i-1} + (z_i - z_{i-1}), \quad (11.71)$$

где

$$q_{экв i-1} = \sum_{k=1}^{k=i-1} q_k (z_k - z_{k-1}) / l_{экв i-1}; \quad (11.72)$$

$$a = 24 (w_m / 1000)^{0.25} (1 - x_{кр})^{1.5}, \quad (11.73)$$

где q_k — плотность теплового потока на участке длиной $z_i - z_{i-1}$, в конце которого предполагается наступление кризиса, МВт/м^2 ; q_i — средняя плотность теплового потока на длине трубы до участка z_i , МВт/м^2 ; $l_{экв i-1}$ — длина трубы от начала до участка, на котором предполагается кризис; $x_{кр}$ — критическое паросодержание в сечении z_i .

Решение уравнений (11.71) – (11.73) ведется для каждого выбранного сечения методом последовательных приближений. В качестве первого приближения эквивалентной длины принимается произвольно выбранное сечение $z_{экв 1}$. Критическое массовое паросодержание в сечении с координатой $z_{экв 1}$ (первое приближение) определяется из уравнения теплового баланса

$$w_m r \frac{\pi d^2}{4} (x_{кр} - x_{вх}) = q_{кр}^p \pi dz_{экв 1}. \quad (11.74)$$

Отсюда

$$x_{кр} = x_{вх} + \frac{4 q_{кр}^p z_{экв 1}}{w_m r d}, \quad (11.75)$$

где $q_{кр}^p$ — критическая плотность теплового потока, берется из табл. П4.1 или П4.2 при $x_{кр}$.

По найденному $x_{кр}$ находится a [по (11.73)], подставляется в (11.71) и определяется $z_{экв i}$ (второе приближение). Затем полученное значение подставляется в (11.75) и т.д. до тех пор, пока разность последовательных значений $x_{кр}$ не станет меньше 2%.

Критическая мощность участка длиной z_i с неравномерным тепловыделением

$$Q_{кр}^n (z_{кр} = z_i) = w_m \frac{\pi d^2}{4} r (x_{кр} - x_{вх}). \quad (11.76)$$

Полная критическая мощность трубы длиной l с неравномерным тепловыделением в предположении, что кризис теплообмена наступит в сечении $z_{кр} = z_i$, определяется по уравнению

$$Q_{кр.полн}^n = Q_{кр}^n \frac{\sum_{k=1}^n q_{кр} (z_k - z_{k-1})}{\sum_{k=1}^n q_{кр} (z_k - z_{k-1})}. \quad (11.77)$$

Задаваясь различными значениями z_i , как рассмотрено выше, находят для этих сечений $Q_{кр.полн}^n$ и откладывают на диаграмме (рис. 11.22, б). Минимальное значение $Q_{кр.полн}^n$ принимают за расчетную критическую мощность при неравномерном тепловыделении, а ордината z_i в этом случае определяет местонахождение сечения кризиса. Коэффициент запаса по критической тепловой нагрузке

$$k_q = Q_{кр.полн}^n / Q_{тр}. \quad (11.78)$$

Мощность, соответствующая достижению граничного паросодержания,

$$Q_{\text{полн.гр}}^{\text{н}} = w_m \frac{\pi d^2}{4} r (x_{\text{гр}}^0 - x_{\text{вх}}), \quad (11.79)$$

а коэффициент запаса по граничному паросодержанию

$$k_x = Q_{\text{полн.гр}}^{\text{н}} / Q_{\text{тр}}. \quad (11.80)$$

Кратко остановимся на методе, предложенном НИКИЭТ [20]. В основу этого метода положено понятие о функции влияния, учитывающей процессы, происходящие в трубе на участках, предшествующих кризису, в их интегральном проявлении.

Основным расчетным уравнением этого метода будет

$$q_{\text{кр}}^{\text{н}} = q_{\text{кр}}^{\text{р}} / B, \quad (11.81)$$

где $q_{\text{кр}}^{\text{н}}$ — критическая плотность теплового потока при неравномерной нагрузке по длине трубы, МВт/м^2 ; $q_{\text{кр}}^{\text{р}}$ — то же при равномерной тепловой нагрузке, МВт/м^2 ; B — поправочный коэффициент, определяемый по формуле

$$B = \frac{1}{q(z)} \int_0^z \psi(z, \xi) q(\xi) d\xi, \quad (11.82)$$

где ξ — переменная интегрирования; z — координата рассматриваемого сечения; $q(z)$ — плотность теплового потока в сечении с координатой z , МВт/м^2 ; $\psi(z, \xi)$ — функция влияния тепловой нагрузки на предшествующих участках трубы; $q(\xi)$ — плотность теплового потока в сечении с координатой ξ .

Функция влияния в обобщениях НИКИЭТ выражается формулой

$$\psi(z, \xi) = \frac{1}{l_{\text{рел}}} \exp\left(-\frac{\xi - z}{l_{\text{рел}}}\right), \quad (11.83)$$

где $l_{\text{рел}}$ — характерная длина релаксации влияния парообразования на предшествующих участках трубы, которую предлагается вычислять по формуле

$$l_{\text{рел}}/d = 15e^{3x} (w_m/1000)^{0.25} (p/10)^{-0.5}. \quad (11.84)$$

Здесь d — внутренний диаметр трубы, м; x — паросодержание в рассматриваемом сечении; p — давление, МПа.

Подробное изложение использования этого метода можно найти в [27]. Общим недостатком этих методов является то, что они основаны не на анализе физической модели кризисов теплообмена, а на статистической обработке экспериментальных данных, на что указывается в [28].

11.9. Надежность температурного режима

Надежность температурного режима определяется достаточным запасом прочности, отсутствием окалинообразования и исключением циклических колебаний температур как в трубах в целом (отсутствие низкочастотных пульсаций), так и в продольном сечении (отсутствие расслоения пароводяной смеси).

Таблица 11.3. Предельно допустимые температуры для котельных сталей

Марка стали	Топливо		
	Мазут	Эстонский сланец	Другие топлива
20	410	450	450
12Х1МФ	540/585	540	585
12Х2МФСР	585	540	595
ЭИ531	585	545	600
ЭИ756	620	560	630
1Х18Н12Т	610	610	640

Примечание. Допустимая температура для стали 12Х1МФ в экранированных мазутных котлах не должна превышать 540 °С.

Длительная механическая прочность обогреваемых труб определяется расчетами на прочность, проводимыми по "Нормам расчета элементов паровых котлов на прочность". Максимальная температура наружной стенки не должна превышать температуру, при которой данная марка стали подвергается окалинообразованию или изменению структуры. Предельно допустимые температуры по этим показателям приведены в табл. 11.3.

Глава двенадцатая

НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КОНТУРОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

12.1. Общие положения

При проектировании паровых котлов необходимо создавать такие гидравлические схемы контуров и отдельных их элементов, при которых обеспечивается надежность их работы при всех встречающихся в эксплуатации режимах. Для этого следует учитывать заранее ряд рекомендаций, выработанных на основе опыта гидравлических расчетов и эксплуатации действующих агрегатов.

Эти рекомендации касаются наиболее важных вопросов, но они не могут служить рецептом при решении любой частной задачи и не избавляют конструктора от расчетного решения в каждом конкрет-

ном случае. При этом вполне возможны случаи, когда необходимость решения других вопросов, не связанных с гидравлической схемой котла, приведет конструктора к отказу от тех или иных выгодных с точки зрения гидравлики рекомендаций.

12.2. Котлы с естественной циркуляцией

Подъемные звенья контура. При конструировании парообразующих поверхностей можно применять довольно широкий ассортимент труб с внутренним диаметром от 20 до 100 мм. Практически они изготавливаются из труб с внутренним диаметром около 50—75 мм, причем для меньших давлений применяются трубы с большим диаметром.

Для создания наилучших условий циркуляции обычно парообразующие поверхности нагрева выполняются в виде вертикальных экранов или в виде пучков труб с их вертикальным или близким к вертикальному расположением с подъемным движением пароводяной смеси. С этой же целью следует избегать установки промежуточных коллекторов в экранных контурах и стремиться к осуществлению присоединения верхних концов парогенерирующих труб непосредственно к барабану. Там, где непосредственное соединение труб парообразующих поверхностей с барабанами встречают затруднения (например, боковые экраны, задние экраны при установке в выходном окне топки ширмовых поверхностей нагрева), приходится прибегать к установке верхних коллекторов экранов с присоединением их к установке верхних коллекторов экранов с присоединением их к барабану паропроводящими трубами. В этом случае рекомендуется общее сечение паропроводящих труб принимать в пределах 30–60% сечения обогреваемых экранных труб, при этом при наличии больших участков этих труб с горизонтальным расположением, а также для паровых котлов высокого давления принимать большие размеры сечений. Диаметр паропроводящих труб следует принимать либо равным диаметру экранных труб, либо большего диаметра. Присоединение паропроводящих труб к коллекторам надо выполнять на верхней образующей с равномерным их распределением по длине коллектора. Присоединение их к барабану следует располагать по боковой образующей барабана (для боковых экранов) и равномерно по длине барабана (для задних экранов).

При непосредственном присоединении экранных труб к барабанам превышение верхней точки труб над уровнем воды в барабане должно быть по возможности минимальным.

Обогреваемые трубы экранов должны иметь возможно меньшее число гибов, вызываемых необходимостью обвода вокруг амбразур, лючков, лазов и т.п., при этом неизбежные гибы необходимо стремиться распределять по возможности равномерно, по большому числу труб, не допуская по несколько гибов на одной и той же трубе. Это следует делать для того, чтобы обеспечить по возможности одинаковые гидравлические сопротивления экранных труб.

В обогреваемых горизонтальных участках подъемных парообразующих труб при малых скоростях циркуляции возможно расслоение пароводяной эмульсии. Это явление при равномерном по окружности обогреве труб или при обогреве верхней образующей может привести к недопустимому повышению температуры верхней части трубы, а на разделе фаз — к появлению коррозионной усталости. И то и другое может быть причиной разрушения таких участков труб. Поэтому применение обогреваемых горизонтальных участков парообразующих труб в котлах с естественной циркуляцией недопустимо. Минимальный угол подъема обогреваемых труб по направлению движения пароводяной смеси допускается не менее 15° .

Опускные трубы. Опускные трубы контуров выполняются из труб с внутренним диаметром 60–160 мм. Возможно применение опускных стояков значительно больших диаметров. Отношение суммарного сечения опускных труб к суммарному сечению обогреваемых подъемных труб рекомендуется: для экранов с давлением 13,7–17,2 МПа 0,4–0,5; для двухсветных экранов 0,7–0,4; для экранов с давлением 3,9–9,81 МПа 0,3–0,4; для экранов с давлением ниже 3,9 МПа 0,2–0,3; для кипяtilльных пучков с давлением 3,9 МПа и ниже 0,2–0,3.

Для уменьшения сопротивления опускных труб их диаметр должен выбираться возможно большим, а число — возможно меньшим. Но при этом число опускных труб контура не может быть меньше двух. Применение одной трубы возможно для контуров, образуемых панелями, находящимися в срезанных углах топки.

Присоединение опускных труб к барабану должно быть как можно ближе к нижней образующей барабана. При этом лучше их располагать в один ряд по длине барабана в самой нижней точке на расстоянии от места ввода подъемных труб не менее чем на 200–300 мм. При меньших расстояниях между подъемными и опускными трубами по высоте между ними следует ставить перегородки во избежание захвата пара опускными трубами из подъемных. При этом необходимо стремиться избегать горизонтального или слабонаклонного расположения опускных труб, особенно вблизи барабана. На входе воды в опускные трубы из барабана (в целях снижения сопротивления на входе, а следовательно, и опасности кавитации как при стационарном режиме, а в особенности при переменных режимах) с внутренней стороны барабана на входные отверстия следует либо увеличивать на конус на 18% диаметра отверстия на расстоянии 0,25 толщины тела барабана, либо округлять входные кромки радиусом от 0,1 диаметра отверстия.

Опускные трубы следует присоединять к нижним раздающим коллекторам под углом к подъемным трубам, близким к 90° . Присоединение под углом, близким к 180° , может быть допущено лишь в крайних случаях. При этом следует избегать совпадения осей и подъемных труб.

Рециркуляционные трубы. Полагают, что применение рециркуляционных труб дает незначительный эффект вследствие захвата в них пара

из верхних коллекторов. Однако в контурах с повышенным сопротивлением отводящих систем, например при включении в контуры выносных циклонов, как показали исследования ЦКТИ, они могут быть весьма полезными, особенно в котлах низкого давления с незначительной высотой подъемных звеньев.

Диаметр рециркуляционных труб следует принимать несколько большим, чем экранных труб, а их суммарное сечение не менее 30–40% суммарного сечения подъемных труб. Рециркуляционные трубы следует присоединять по нижней образующей верхних коллекторов по возможности в торцевом участке, отдаленном от места ввода пароводяной смеси в верхние коллекторы из парообразующих труб. Возможно образование рециркуляционных труб путем отгиба нижних и верхних коллекторов на 90° и их соединение.

Общие рекомендации по организации циркуляционных контуров

Для увеличения надежности циркуляции целесообразно разбивать экраны на секции, составляющие независимые контуры, с учетом того, чтобы каждая такая секция объединяла парообразующие трубы с возможно близкими высотами как полными, так и обогреваемыми, и с возможно близкими тепловосприятиями. При этом для секций, в которых следует ожидать менее надежную циркуляцию, следует увеличивать сечение опускных труб.

Секционирование можно вести как применением самостоятельных коллекторов для каждой секции, так и применением перегородок в коллекторах. При применении выносных циклонов к ним следует присоединять секции боковых экранов, в которых образуются большие движущиеся напоры циркуляции. Ввод пароводяной смеси в циклон следует располагать выше оси барабана на 400 мм для котлов средней и большой паропроизводительности и на 200 мм для котлов малой паропроизводительности.

Для улучшения обогрева угловых труб в топке следует скашивать углы топки на длине трех-четырех шагов экранных труб. При этом панели, экранирующие эти скошенные углы, следует выносить в отдельные циркуляционные контуры. При устройстве зажигательных поясов рекомендуется не закрывать ими 5–10 труб, ближайших к углам топки. Эти незакрытые трубы рекомендуется выделять в отдельные секции.

12.3. Прямоточные паровые котлы и прямоточные элементы

Котлы докритического давления. В котлах большой мощности докритического давления по условиям надежности и уменьшения гидравлических сопротивлений не следует применять элементы с горизонтально-опускным движением среды и с верхним расположением распределительных коллекторов с подъемно-опускным движением среды. Выбор

контуров должен производиться, исходя из общеконструктивных решений. При этом объемы трубных систем параллельных звеньев не должны значительно различаться между собой.

Для испарительных поверхностей желательно применение труб с внутренним диаметром 20–40 мм. Рационально выполнять эти поверхности ступенчатыми: 20–30 мм в начальной и 30–40 мм в конечной части витков. Меньшие диаметры относятся к давлениям более 13,8 МПа.

При компоновке гидравлических элементов следует стремиться к тому, чтобы в пределах одного элемента длины труб коэффициенты их гидравлических сопротивлений, а также тепловые нагрузки различались между собой возможно меньше. При наличии лючков в топке необходимо стремиться к тому, чтобы не допустить несколько обводов (для создания отверстий), приходящихся на одну и ту же трубу в элементе. Конфигурация витков в элементе должна быть по возможности одинаковой. Для уменьшения неравномерности тепловосприятия обогреваемых витков желательно менять их взаимное положение (перекрещивать) 1–2 раза (в зависимости от длины).

Котлы на сверхкритические параметры. Экранные поверхности следует выполнять из труб с внутренним диаметром 20–30 мм.

Для уменьшения гидравлической и тепловой разворок рекомендуется:

ограничивать средние приращения энтальпий в элементах путем разбивки поверхностей нагрева на последовательно включенные элементы; обеспечивать возможно лучшее перемешивание среды между последовательными элементами;

дросселировать отдельные элементы путем установки шайб на входе в обогреваемые трубы; шайбы следует устанавливать в области энтальпий среды не более 1700 кДж/кг, диаметр шайб не менее 5 мм.

Не следует применять нерегулируемые параллельные подпотоки с резко различающимися объемами или тепловосприятиями.

Для уменьшения последствий отложения солей и увеличения длительности межпромывочной кампании работы котла экранные поверхности с энтальпией среды выше 1700 кДж/кг не следует размещать вблизи ядра горения или следует принимать меры по уменьшению локальных тепловых потоков (рециркуляции газов).

При проектировании гидравлических схем предварительно следует принимать следующие массовые скорости, кг/(м² · с), при номинальной паропроизводительности котла:

Вид топлива	НРЧ	ВРЧ
Мазут	2500	1500–2000
Угли	2000	1000–1500
Газ	1500	1000

Для обеспечения достаточно больших массовых скоростей при частичных нагрузках, а также во время растопки рекомендуется [29] применение комбинированных схем циркуляции. На рис. 12.1 представлены две схемы применения рециркуляции среды. Так, на рис. 12.1, а дана

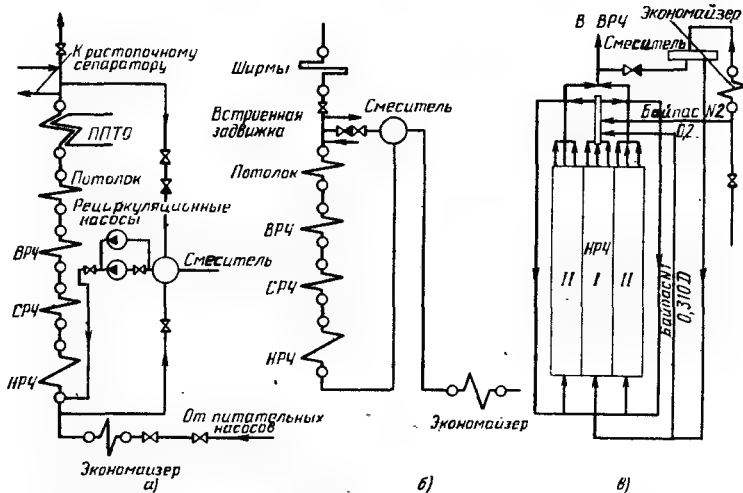


Рис. 12.1. Схемы комбинированной циркуляции:

а — с принудительной рециркуляцией среды; б — с естественной рециркуляцией среды; в — схема комбинированной циркуляции котла П-67

схема с принудительной рециркуляцией среды. Часть среды отбирается при прохождении ею НРЧ и СРЧ и направляется в смеситель, где она смешивается с водой, поступающей из экономайзера. Затем смесь подается рециркуляционным насосом в НРЧ. Применение такой схемы позволяет снизить расход среды при растопке до 10–15% номинальной паропроизводительности и уменьшить расчетную массовую скорость при номинальной нагрузке на 20% по сравнению с рекомендованными массовыми скоростями, приведенными выше.

Следует отметить, что отбор среды на рециркуляцию следует производить из точки, где энтальпия среды не превышает 2620 кДж/кг.

На рис. 12.1,б приведена схема с естественной рециркуляцией среды в НРЧ. В этой схеме питательная вода из экономайзера поступает в смеситель, в котором она смешивается с частью среды после потолочного экрана, а затем поступает в распределительный коллектор НРЧ.

На рис.12.1,в приведена схема циркуляции в НРЧ котла П-67 для сжигания березового угля Канско-Ачинского бассейна. В этой схеме экраны НРЧ имеют два хода с неодинаковым сечением панелей: 1-й ход $0,3F_{\text{НРЧ}}$ и 2-й ход $0,7F_{\text{НРЧ}}$; массовая скорость при номинальной нагрузке во 2-м ходе составляет 1650 кг/м²с. Для достижения такой же скорости в первом ходе часть воды из экономайзера пропускается помимо 1-го хода. Для обеспечения надежности работы НРЧ при низких нагрузках предусмотрен контур естественной циркуляции среды. Отбираемая за 2-м ходом НРЧ среда поступает в смеситель, куда подается вода и от экономайзера, а затем на вход в 1-й ход НРЧ. Действие этого контура, как показали расчеты, начинается при нагрузках котла ниже 70%, а при

нагрузке 30% $D_{\text{ном}}$ коэффициент рециркуляции (отношение расхода среды через НРЧ к прямоточному) составляет 1,37.

Паронагреватели. Для пароперегревателей котлов среднего давления рекомендуется применять трубы с внутренним диаметром 30–40 мм, для высокого, сверхвысокого и сверхкритического давления 20–30 мм, для пароперегревателей промежуточного перегрева до 50 мм.

В конвективных пароперегревателях котлов низкого и среднего давлений, а также в пароперегревателях промежуточного пароперегрева целесообразно применение схемы с равномерным подводом и отводом среды. При необходимости применения коллекторов с сосредоточенным подводом и отводом пара лучше применять схему П. При известной и устойчивой тепловой неравномерности может оказаться целесообразным применение схемы Z, скомпонованной так, чтобы взаимно компенсировать гидравлическую разверку и тепловую неравномерность.

Уменьшение тепловых разверок в пароперегревательных элементах может быть выполнено следующими способами: уменьшением суммарного тепловосприятия элементов, делением элементов промежуточными коллекторами с полным перемешиванием пара между элементами, шайбованием змеевиков на входе; при этом может быть применено как неравномерное (что значительно сложнее для исполнения), так и равномерное шайбование.

Нежелательно размещение выходных участков пароперегревателей в виде котельных экранов или ширм, расположенных в топке.

В целях снижения температуры металла в пароперегревателе выходные элементы их могут компоноваться по параллельноточной схеме, хотя это и невыгодно, так как при этом происходит снижение температурного напора по сравнению с противотоком.

Наличие в пакетах конвективных пароперегревателей открытых коридоров для свободного прохода газов недопустимо, так как это ставит в тяжелые температурные условия крайние змеевики, обращенные в газовое пространство коридоров.

При предварительной компоновке схемы пароперегревателя для номинальной паропроизводительности массовые скорости следует принимать: для первичных конвективных элементов 500 кг/(м² · с); для вторичных конвективных элементов 300 кг/(м² · с); для ширмовых элементов 800–1000 кг/(м² · с); для настенных радиационных элементов 1000–1500 кг/(м² · с). Меньшие массовые скорости относятся к участкам с наименьшими тепловосприятиями. В конвективных элементах с температурой пара, близкой к предельной для принятой марки стали, массовую скорость пара следует увеличивать до 800–1000 кг/(м² · с).

Установка коллекторов в газоходах с температурой газов выше 500 °С не рекомендуется.

Экономайзеры. Экономайзеры кипящего типа для котлов с многократной принудительной циркуляцией рекомендуется выполнять из труб с внутренним диаметром 20–30 мм. Отдельные ступени эконо-

майзеров следует выполнять как самостоятельные элементы со своими распределительными и собирающими элементами. Соединительные трубы между ступенями должны быть использованы для перемешивания и переброса среды перед поступлением во вторую ступень, в особенности если вторая ступень работает в кипящем режиме.

Отводящие трубы от собирающих коллекторов последней ступени экономайзеров, работающих в кипящем режиме, к барабану не следует располагать в газоходах. При вводе в барабан обязательна установка рубашек, предотвращающих коррозионную усталость.

Сечение отводящих труб экономайзеров в барабан, а также соединительных труб между ступенями следует принимать 30–50% сечения экономайзерных труб. При предварительной компоновке экономайзеров среднюю массовую скорость, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, рекомендуется принимать: для конвективных элементов, работающих в некипящем режиме, 500–600; для конвективных элементов, работающих в кипящем режиме, 800–1000; для радиационных элементов, работающих в некипящем режиме, 1000–1200.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Данные теплового расчета

Наименование	Обозначение	Единица
Паропроизводительность котла	D	кг/с
Параметры:		
давление пара в барабане	p	МПа
плотность воды на линии насыщения	ρ'	кг/м ³
плотность пара на линии насыщения	ρ''	кг/м ³
энтальпия воды на линии насыщения	h'	кДж/кг
энтальпия пара на линии насыщения	h''	кДж/кг
скрытая теплота испарения	r	кДж/кг
приращение энтальпии воды при изменении давления на 1 Па	$\partial h'/\partial p$	кДж/(кг·Па)
приращение температуры пара при изменении давления на 1 Па	$\partial t''/\partial p$	°С/Па
Энтальпия воды после экономайзера	$h_{п.в}$	кДж/кг
Теплота, переданная в топке излучением	$Q_{л}$	кДж/кг
Расчетный расход топлива	B_p	кг/с
Конвективное тепловосприятие первого пучка (фестона)	$Q_{ф}$	кДж/кг
Теплота, переданная в топке потолочному пароперегревателю экрану	$Q_{пот}$	кВт
Поверхность нагрева	ψH	м ²
Тепловосприятие опускных звеньев	$Q_{оп}$	кВт

Примечание. В эту таблицу могут быть включены и другие данные теплового расчета, которые будут использованы в гидравлических расчетах.

Приложение 2. Формы таблиц конструктивных данных к гидравлическим расчетам котлов

Таблица П2.1. Котлы с естественной циркуляцией

Элементы	Высота опускных труб контуров $h_{оп}, \text{м}$	Наружный диаметр, толшина стенки $d_n/s, \text{мм}$	Число труб $i, \text{шт.}$	Площадь живого сечения, м^2	одной трубы f	элементов F	Длина труб, м			Угол наклона к горизонту, ° α_c	Высота труб, м			Число секций
							до обогрева $l_{до}$	1-го участка l_1	2-го участка l_2		1-го участка a_1	2-го участка a_2	трубы над уровнем воды в барабанах $h_{под}$	
Средние секции фронтных экранов														
Экранные трубы	—	60/6	88	0,00181	0,159	1,5	1,5	4,3	3					34,16
Опускные трубы	36,5	159/15	6	0,01311	0,0783	1,5	1,5	4,3	3					45,0
Отводящие трубы	—	133/10	6	0,01003	0,0601	—	—	—	—					7,0
Элементы														
Средние секции фронтных экранов														
Экранные трубы	1,0	3,5	3,0	32,5	55	90								2
Опускные трубы	—	—	—	—	—	—								—
Отводящие трубы	—	—	—	3,2	80	—								—

Таблица П2.2. Прямоточные котлы

Элемент	Направление потока	Число ходов n_x	Число элементов на котел $n_{эл}$	Наружный диаметр, толщина стенки труб, d_H/s , мм	Число труб в элементе $n_{тр}$	Площадь живого сечения элемента $F_{эл}$, м ²	Длина труб, м		Высота элемента $h_{эл}$, м
							средней	развернутой $l_{тр}$	
Экономайзер	Горизонтальное, подъемное	4	4	25/3,5	800	0,207	41	41	1,5
Перепускные трубы между экономайзером и холодной воронкой	Опускное	-	2	133/16	16	0,128	6,4	-	18,1

Элемент	Угол поворота α , град	Число поворотов $n_{пов}$	Коллектор раздающий		Коллектор собирающий	
			Наружный диаметр, толщина стенки d_H/s , мм	Площадь живого сечения f , м ²	Наружный диаметр, толщина стенки d_H/s , мм	Площадь живого сечения f , м ²
Экономайзер	90 180	4 7	325/45	0,0868	325/45	0,0868
Перепускные трубы между экономайзером и холодной воронкой	90	6	-	-	-	-

Приложение 3. Коэффициенты местных сопротивлений при движении среды по трубным системам

Таблица П3.1. Средние коэффициенты сопротивления входа в трубу из барабана (отнесенные к скорости в трубе)

Характер входа	Коэффициент сопротивления
Прямой вход как заподлицо со стенкой, так и при выступе внутрь барабана	0,5
Вход при наличии вальцовочного колокольчика (рис. П3.1, 1)	0,25
Конический вход с общим углом раствора 50–60° (рис. П3.1, 2):	
при $l/d \leq 0,1$	0,25
при $l/d > 0,2$	0,1

Таблица П3.2. Средние коэффициенты сопротивления входа в трубу из коллекторов (отнесенные к скорости в трубе)

Характер входа	Коэффициент сопротивления $\xi_{вх}$	
	$d/d_{кол} \leq 0,1$	$d/d_{кол} > 0,1$
В обогреваемую трубу из раздающего коллектора с торцевым (А) или с боковым подводом среды (рис. П3.1, 3)	0,5	0,7
В обогреваемую трубу из раздающего коллектора с рассредоточенным подводом среды при числе поперечных рядов отводящих труб на одну подводящую $n \leq 30$ (рис. П3.1, 7)	0,5	0,7
То же при $n > 30$ (рис. П3.1, 7)	0,6	0,8
В отводящую трубу собирающего коллектора с торцевым (рис. П3.1, 5) или боковым отводом среды (рис. П3.1, 6)	0,4	0,4
В опускную трубу из вертикального или наклонного коллектора, а также из выносного циклона	0,4	0,4
В отводящую трубу собирающего коллектора с рассредоточенным радиальным отводом среды (в активной зоне) (рис. П3.1, 4)	0,5	0,5

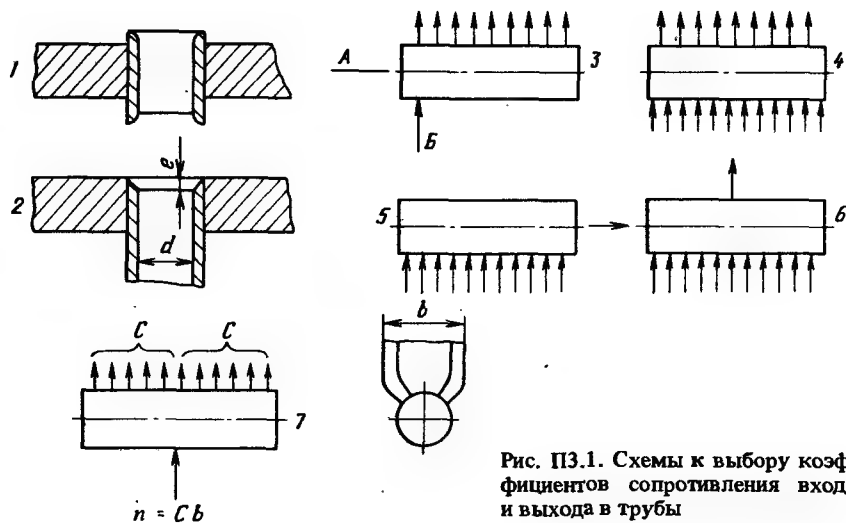


Рис. ПЗ.1. Схемы к выбору коэффициентов сопротивления входа и выхода в трубы

Рис. ПЗ.2. Коэффициент сопротивления входа в трубу раздающего коллектора с односторонним подводом

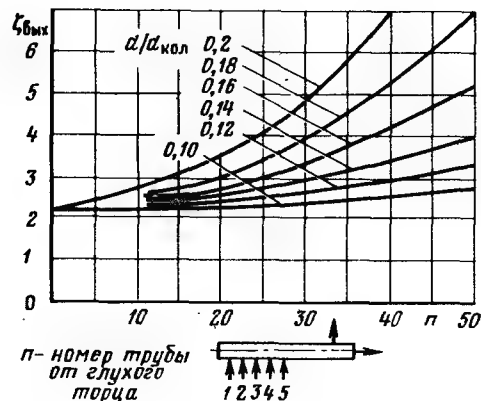
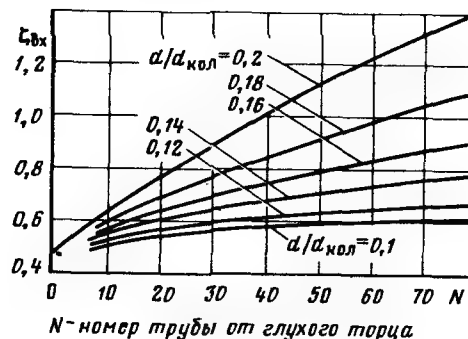


Рис. ПЗ.3. Коэффициент сопротивления выхода из трубы в коллектор

Таблица ПЗ.3. Средние коэффициенты сопротивления выхода из трубы с учетом сопротивления движению вдоль коллектора (отнесенные к скорости и трубам)

Характер выхода	Коэффициент сопротивления выхода из средней трубы $\zeta_{\text{вых}}$
В барабан	1,0
В раздающий коллектор:	
с рассредоточенным подводом	1,1
с торцевым подводом	0,8
с угловым подводом	1,3
Собирающий коллектор при $n^* = 1$ и 2,	
а также при:	
$d/d_{\text{кол}} \leq 0,1$	1,1
$d/d_{\text{кол}} > 0,1$ и $n > 2$	$1,1 + 0,9n(d/d_{\text{кол}})^4$

* n – число подводящих труб на одну отводящую.

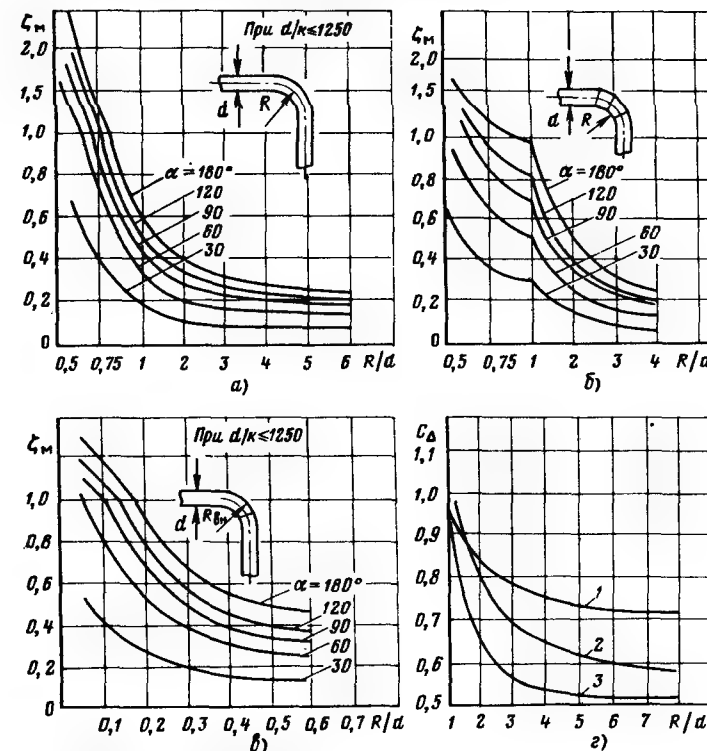


Рис. ПЗ.4. Коэффициенты сопротивления гибов и колен ($\zeta = C_{\Delta} \zeta_{\text{м}}$):
а – гиб; б – сварные колена; в – колена; г – поправка на шероховатость;
1 – для колен; 2 – для крутозагнутых гибов $R/d = 1,5$; 3 – для плавных гибов

Таблица ПЗ.4. Коэффициенты сопротивления симметричных раздающих и собирающих тройников (рис. ПЗ.5, а, б) с равными расходами по обоим ответвлениям, отнесенные к скорости в ответвлении

Угол ответвления, град	Отношение площадей живых сечений каждого ответвления к раздающему (собирающему)			
	0,3	0,5	0,7	1,0
<i>Раздающие</i>				
30	0,2	0,15	0,5	1,4
45	0,2	0,25	0,7	1,9
60	0,2	0,4	1,0	2,3
90	0,4	1,05	2,10	4,1
<i>Собирающие</i>				
30	0,1	0,3	0,3	0,3
45	0,5	0,5	0,5	0,5
60	0,85	0,85	0,85	0,85
90	1,4	2,1	3,0	5,2

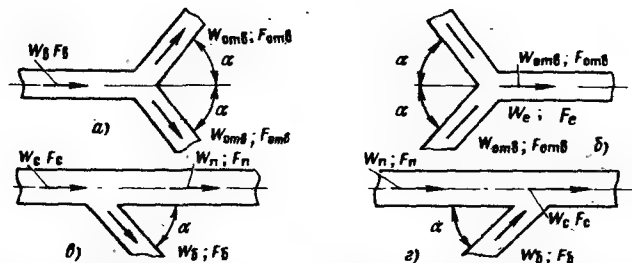


Рис. ПЗ.5. Схемы тройников:

а – симметричный раздающий; б – симметричный собирающий; в – несимметричный раздающий; г – несимметричный собирающий

Таблица ПЗ.5. Коэффициенты сопротивления несимметричных раздающих тройников с одинаковыми сечениями основного канала до и после ответвления (рис. ПЗ.5, в), отнесенные к скорости в ответвлении

Угол бокового ответвления	Отношение скоростей в ответвлении к скорости в раздающем (общем) канале					
	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
<i>Боковое ответвление</i>						
30	3,0	1,5	0,5	0,2	0,25	0,35
45	3,8	2,3	0,9	0,5	0,45	0,5
60	5,2	2,7	1,4	0,9	0,7	0,65
90	8,2	4,0	2,3	1,3	0,75	0,55
<i>Проход</i>						
При всех углах ответвления	0,9	0,3	0,1	0	0	0

Таблица ПЗ.6. Коэффициенты сопротивления несимметричных собирающих тройников с одинаковыми сечениями канала до и после ответвления, отнесенные к скорости в сборном общем канале

Угол бокового ответвления	Отношение расхода в боковом ответвлении к расходу в сборном канале				
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9
<i>Боковое ответвление</i>					
30	-0,3	0,3	0,8	1,3	1,5
	-0,4	0,1	0,3	0,4	0,3
45	-0,2	0,5	1,2	1,7	2,0
	-0,4	0,1	0,4	0,5	0,5
60	-0,2	0,6	1,4	2,2	2,5
	-0,4	0,2	0,5	0,7	0,7
90	-0,1	1,0	2,2	3,5	4,2
	-0,3	0,3	0,7	1,1	1,3
<i>Проход</i>					
30	0,2	0,1	-0,5	-1,3	-1,7
	0,3	0,4	-0,2	-0,2	-0,4
45	0,2	0,2	-0,3	-1,0	-1,4
	0,3	0,4	-0,3	0	-0,3
60	0,3	0,3	0,1	-0,3	-0,7
	0,3	0,4	0,3	0,2	0
90	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
	0,4	0,5	0,6	0,6	0,6

Примечание. В числителе даны значения ξ для отношений площадей живого сечения бокового ответвления и сборного канала, равных 0,5, в знаменателе – равных 1.

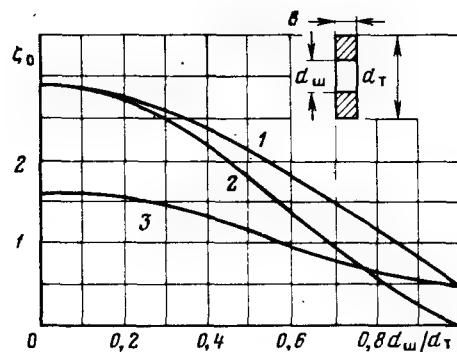


Рис. ПЗ.6. Коэффициенты сопротивления дроссельных шайб, установленных в трубе и на входе в нее:

1 – шайба с острыми кромками или плоская в $b/d_{ш} \leq 0,5$ в трубе; 2 – то же на входе в трубу; 3 – шайба цилиндрическая с $b/d_{ш} \geq 1,0$; при $b/d_{ш} = 0,5 \div 1,0$ коэффициент для шайб на входе определяется по кривым 2 и 3 с помощью интерполяции; коэффициент ζ_0 относится к скорости в шайбе; пересчет на скорость в трубе производится по формуле $\zeta_{тр} = \zeta_0 (d_{тр}/d_{ш})^4$.

Рис. ПЗ.7. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения, относенные к скорости в меньшем сечении

Таблица ПЗ.7. Коэффициенты сопротивления задвижек типа "Лудло" (относённые к скорости в проходном сечении)

Условный диаметр, мм	50	80	100	150 и более
Коэффициент сопротивления	0,5	0,4	0,2	0,15

Таблица ПЗ.8. Коэффициенты сопротивления арматуры

Наименование	Коэффициент сопротивления ζ
Задвижки проходные типа "Лудло"	См. табл. ПЗ.7
Суженные задвижки	См. рис. ПЗ.8
Проходные клапаны литые	4,5
То же кованные и штампованные	7,0
Клапаны с наклонным шпинделем (прямоточные, равнопроходные)	1,8
Клапаны обратные литые	7,0
То же прямоточные вертикальные	1,0
Краны проходные	1,0
Поворотная дроссельная заслонка	0,1

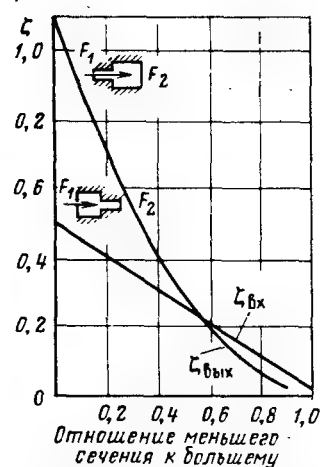


Рис. ПЗ.8. Коэффициенты сопротивления суженных задвижек:

D – диаметр трубопровода; d – проходной диаметр задвижек

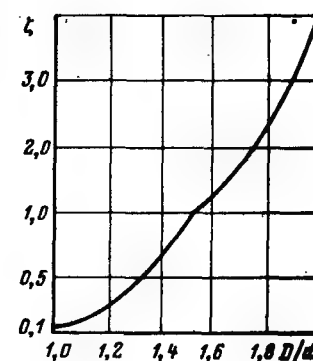


Таблица ПЗ.9. Условные коэффициенты сопротивления входа пароводяной смеси в вертикальные и наклонные трубы из коллекторов (относённые к скорости в трубах)

Наименование	Давление, МПа							
	< 5,9				> 5,9			
	Относительная высота h/d							
	10	20	50	80	10	20	50	80
Вертикальные трубы	0,3	0,5	0,8	1,0	1,0	0,6	0,9	1,1
Трубы, выходя- щие под углом с переходом на вертикаль	0,5	1,1	1,7	2,2	1,0	1,2	1,4	1,5

Для промежуточных коллекторов, в которых оси подводящих и отводящих труб совпадают при $h_d/d_{кол} < 1$, коэффициент сопротивления входа принимается по формуле

$$\zeta'_{вх} = \zeta_{вх} - (\zeta_{вх} + 0,5) \frac{h_d/d_{кол} - 0,25}{0,75},$$

где $\zeta_{вх}$ определяется по вышеприведенной таблице;

$$h_d = \frac{w_0^2}{2} \rho \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \text{ Па;}$$

$d_{кол}$ – диаметр коллектора, м; при $h_d/d_{кол} \geq 1$ $\zeta'_{вх} = -0,5$.

Таблица ПЗ.9а. Условные коэффициенты сопротивления
гибов и колен с закругленными кромками при движении пароводяной
смеси (зависят от расположения и длины участков трубы за поворотом)

Участок за поворотом	Коэффициент сопротив- ления ξ
Горизонтальный или небольшой ($l/d < 10$) наклон- ный участок (например, при повороте перед входом в коллектор)	$\xi^*_{\text{пов}}$
Наклонный участок при $l/d > 10$ с углом наклона не более 15°	$2\xi_{\text{пов}}$
Вертикальный или с углом подъема более 15°	$4\xi_{\text{пов}}$
Опускной вертикальный или наклонный (угол поворота больше 90°)	$2\xi_{\text{пов}}$

* $\xi_{\text{пов}}$ — коэффициент сопротивления данного поворота при движении однофаз-
ной среды.

Некоторые специфические виды местных сопротивлений. Коэффициент сопротив-
ления внутрибарбанных циклонов равен 4,5 с отношением к скорости входа в
циклоны. Коэффициент сопротивления входа в выносной циклон, отнесенный к
скорости смеси в подводящих трубах, определяется по формуле

$$\xi_{\text{цикл}} = \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{ул}} (F_{\text{вых}}/F_{\text{ул}})^2,$$

где $\xi_{\text{вых}} = 1,1$ — коэффициент сопротивления выхода из подводящих труб;
 $\xi_{\text{ул}}$ — коэффициент сопротивления выхода из улитки принимается: при танген-
циальном входе с внутренней направляющей 1,4; при тангенциальном входе без
направляющей 1,0; при внешней улитке 2,0; $F_{\text{вых}}$, $F_{\text{ул}}$ — площади живого се-
чения подводящих труб и выходной щели улитки, м^2 . Коэффициент сопротив-
ления дырчатых щитов (отнесенный к скорости в отверстиях) приведен ниже:

$\Sigma f_{\text{отв}}/f_{\text{л}}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
ξ	2,7	2,5	2,2	2,0	1,6	1,3	1,0	0,7

$\Sigma f_{\text{отв}}/f_{\text{л}}$ — живое сечение щита.

Приложение 4. Данные для расчета кризисов теплообмена
при кипении

Таблица П4.1. Критические тепловые потоки, МВт/м^2 ,
при течения воды в трубе диаметром 8 мм по [26]

Давле- ние, МПа	Массовая скорость, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	Недогрев, $^\circ\text{C}$				
		75	50	25	10	0
3	1000	—	—	8,80	8,40	8,20
	1500	—	9,50	8,75	8,20	8,00
	2000	10,55	9,65	8,60	8,00	7,75
	3000	11,25	10,05	8,65	7,85	7,40
5	750	—	—	—	—	7,40
	1000	—	8,55	8,00	7,60	7,40
	1500	9,40	8,75	8,10	7,60	7,25
	2000	9,75	9,00	8,15	7,60	7,10
	3000	10,40	9,40	8,25	7,35	6,90
7	750	—	7,40	6,85	6,45	6,20
	1000	8,15	7,60	6,85	6,45	6,15
	1500	8,50	7,80	6,95	6,45	5,95
	2000	8,85	8,00	7,00	6,40	5,90
	3000	9,75	8,45	7,15	6,25	5,55
10	750	6,30	5,80	5,20	4,90	4,55
	1000	6,55	5,95	5,05	4,80	4,55
	1500	7,05	6,25	5,25	4,80	4,50
	2000	7,65	6,50	5,40	4,85	4,45
	3000	8,75	7,50	6,00	5,15	4,30
12	750	5,20	4,60	4,00	3,70	3,40
	1000	5,55	4,80	4,20	3,75	3,45
	1500	6,15	5,40	4,45	3,90	3,45
	2000	7,20	6,15	4,85	4,10	3,55
	3000	8,75	7,15	5,55	4,45	3,70
14	750	4,10	3,65	3,15	2,80	2,50
	1000	4,50	3,95	3,40	3,05	2,80
	1500	5,30	4,50	3,80	3,25	2,95
	2000	6,15	5,15	4,15	3,50	3,10
	3000	7,55	6,30	4,90	4,00	3,40
16	750	3,30	2,90	2,45	2,15	2,00
	1000	3,75	3,25	2,70	2,35	2,10
	1500	4,55	3,80	3,25	2,75	2,30
	2000	5,40	4,50	3,65	3,00	2,45
	3000	6,80	5,65	4,45	3,60	2,85
18	750	2,95	2,50	2,10	1,75	1,50
	1000	3,45	2,85	2,25	1,90	1,60
	1500	3,70	3,20	2,55	2,25	1,80
	2000	4,60	3,75	3,00	2,50	2,10
	3000	5,70	4,70	3,55	3,00	2,50
20	750	2,05	1,80	1,60	1,40	1,35
	1000	2,30	2,05	1,75	1,55	1,35
	1500	2,95	2,55	2,00	1,80	1,50
	2000	3,55	2,85	2,40	2,00	1,65
	3000	4,95	3,75	3,00	2,35	2,05

Таблица П4.2. Критические тепловые потоки, МВт/м², при течении пароводяной смеси в трубе диаметром 8 мм

Давление, МПа	Массовая скорость, кг/(м ² ·с)	Массовое паросодержание						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
3	750	7,50	6,75	6,15	5,50	5,00	4,20	3,20
	1000	7,25	6,36	5,60	4,95	4,30	3,70	—
	1500	6,55	5,40	4,60	3,80	3,00	—	—
	2000	5,90	4,75	3,80	2,90	—	—	—
	3000	5,20	3,95	3,05	—	—	—	—
5	750	6,25	5,40	4,85	4,35	3,95	3,55	3,20
	1000	5,95	5,20	4,60	4,05	3,60	3,20	—
	1500	5,50	4,60	4,05	3,55	3,05	—	—
	2000	5,10	4,05	3,40	2,90	—	—	—
	3000	4,60	3,50	2,75	—	—	—	—
7	750	4,90	4,20	3,75	3,35	3,00	2,65	2,25
	1000	4,70	4,00	3,50	3,05	2,60	2,10	—
	1500	4,35	3,60	2,95	2,55	—	—	—
	2000	4,05	3,20	2,55	2,05	—	—	—
	3000	3,60	2,65	1,90	—	—	—	—
10	750	3,55	3,05	2,60	2,25	1,95	—	—
	1000	3,45	2,85	2,40	2,00	1,60	—	—
	1500	3,30	2,60	2,05	1,55	—	—	—
	2000	2,95	2,20	1,65	—	—	—	—
	3000	2,60	1,75	1,20	—	—	—	—
12	750	2,60	2,25	1,90	1,60	1,30	—	—
	1000	2,65	2,20	1,75	1,45	—	—	—
	1500	2,50	1,90	1,45	—	—	—	—
	2000	2,40	1,75	1,15	—	—	—	—
	3000	2,15	1,30	0,80	0,55	—	—	—
14	750	2,05	1,70	1,40	1,20	—	—	—
	1000	2,00	1,60	1,30	—	—	—	—
	1500	1,95	1,45	0,90	—	—	—	—
	2000	1,95	1,30	0,80	—	—	—	—
	3000	1,90	1,15	0,95	—	—	—	—
16	750	1,50	1,20	0,95	—	—	—	—
	1000	1,55	1,20	0,90	—	—	—	—
	1500	1,60	1,15	0,80	—	—	—	—
	2000	1,75	1,25	0,85	—	—	—	—
	3000	1,85	1,30	0,90	—	—	—	—

Таблица П4.3. Граничные паросодержания $x_{гр}^0$ при кипении воды в круглой трубе диаметром 8 мм

Удельный массовый расход, кг/(м ² ·с)	Давление, МПа		
	3	5	7
350	—	0,93–0,97	0,93–0,97
500	—	0,87–0,95	0,87–0,97
750	0,70–0,81	0,75–0,84	0,78–0,83
1000	0,64–0,70	0,65–0,76	0,62–0,74
1500	0,54	0,50–0,59	0,50–0,56
2000	0,47	0,42–0,50	0,39–0,46
2500	0,42	0,36–0,45	0,34–0,43
3000	0,38	0,32–0,42	0,33–0,41
4000	0,33	0,30	—
5000	0,29	0,26	—

Таблица П4.3 (продолжение)

Удельный массовый расход, кг/(м ² ·с)	Давление, МПа			
	10	12	14	16
350	0,80–0,98	0,77–0,89	0,60–0,80	0,60–0,66
500	0,76–0,86	0,62–0,65	0,52–0,66	0,52–0,60
750	0,62–0,70	0,54–0,61	0,45–0,56	0,33–0,54
1000	0,52–0,60	0,45–0,52	0,40–0,47	0,30–0,42
1500	0,39–0,44	0,33–0,39	0,28–0,38	—
2000	0,32–0,40	0,27–0,35	0,33	—
2500	0,28–0,35	0,23–0,37	—	—
3000	0,25–0,35	—	—	—
4000	—	—	—	—
5000	—	—	—	—

Таблица П4.4. Расчетные и экспериментальные значения $x_{\Delta p}$ по [26]

Давление, МПа	Удельный массо- вый расход, кг/(см ² · с)	$x_{\Delta p}$	
		Эксперимент	Расчет
2	750	0,61	0,57
	1000	0,52	0,50
	1500	0,45	0,41
5	750	0,78	0,72
	1000	0,64	0,63
	1500	0,52	0,51
	2000	0,45	0,44
7	750	0,76	0,69
	1000	0,60	0,60
	1500	0,49	0,49
	2000	0,41	0,42
10	750	0,62	0,64
	1000	0,50	0,56
	1500	0,38	0,45
14	750	0,53	0,51
	1000	0,43	0,44
	1500	0,34	0,36
	2000	0,32	0,31
16	750	0,53	0,48
	1000	0,42	0,42
	1500	0,33	0,34
	2000	0,31	0,29

Приложение 5. Примеры численных расчетов гидродинамики паровых котлов

Пример 1. Распределение тепловой нагрузки по контурам циркуляции. Исходные данные: данные теплового расчета и таблицы конструктивных данных (рис. П5.1); $D = 44,4$ кг/с; $B_p = 4,98$ кг/с; $Q_{\text{л}} = 13821,97$ кДж/кг; $p = 11$ МПа. Циркуляционные контуры образованы экранами со следующими размерами эффективных поверхностей нагрева (рис. П5.1):

Фронтальный экран (три одинаковые панели) $(\psi F)_{\text{фр}}$, м ²	68,26
Тыльный экран (три одинаковые панели) $(\psi F)_{\text{т}}$, м ²	47,76
Боковые экраны (два экрана по три панели в каждом)	
$2(\psi F)_{\text{б}}$, м ²	140,4
Потолочный экран (пароперегреватель) $(\psi F)_{\text{пот}}$, м ²	25,2
Выходное окно (расположены ширмы) $(\psi F)_{\text{окно}}$, м ²	20,8
Энтальпия насыщенного пара h'' , кДж/кг	2705,4

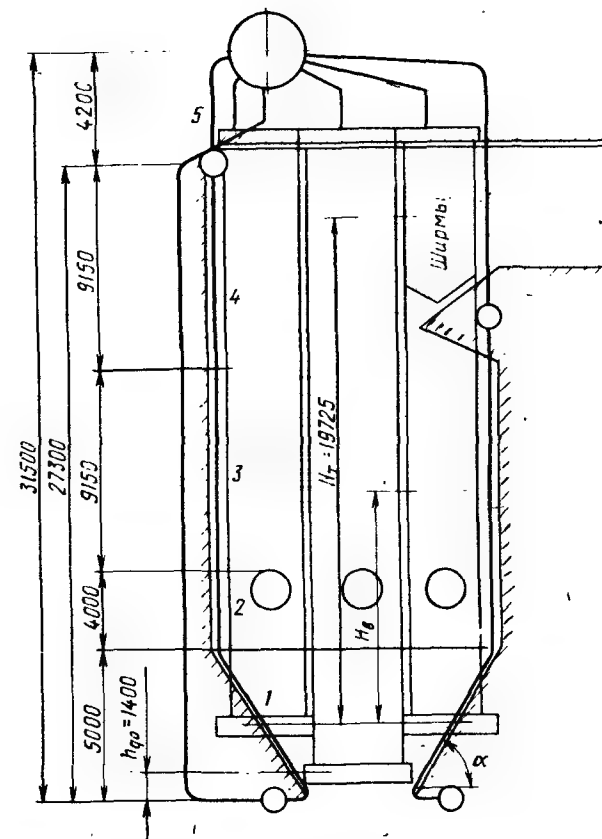


Рис. П5.1. Расчетная схема циркуляции котла при $D = 44,4$ кг/с

Энтальпия питательной воды после экономайзера $h_{\text{пит}}$, кДж/кг	1234,7
Теплота парообразования r , кДж/кг	1154,2
Тепловосприятия паропроводящих труб заднего экрана, $Q_{\text{по}}$, кВт	317
Тепловосприятие затененной ширмами панели боковых экранов, $Q_{\text{зат}}$, кВт	501

Средняя удельная тепловая нагрузка радиационных поверхностей нагрева топки

$$\bar{q} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{\sum \psi F} = \frac{4,98 \cdot 13821,97}{302,12} = 227,8 \text{ кВт/м}^2.$$

Тепловая нагрузка потолочного экрана (пароперегревательная поверхность)

$$Q_{\text{пот}} = \bar{q} \eta_{\text{в.пот}} (\psi F)_{\text{пот}} = 227,8 \cdot 0,6 \cdot 25,2 = 3444,9 \text{ кВт}.$$

Принято $\eta_{в.пот} = 0,6$ (рис. 2.3). Принимая во внимание, что горелочные устройства расположены встречно на боковых стенах (рис. П.5.1), тепловая нагрузка по стенам будет равномерной. При этом

$$\eta_{ст.фр} = \eta_{ст.т} = \eta_{ст.б} = \frac{B_p Q_{пл} - Q_{пот}}{\bar{q} [\sum \psi F - (\psi F)_{пот}]} = \frac{4,98 \cdot 13821,97 - 3444,9}{227,8 [302,12 - 25,2]} = 1,04.$$

Тепловая нагрузка по стенам топки

$$Q_{фр} = \bar{q} \eta_{ст.фр} (\psi F)_{фр} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 68,26 = 16171,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{т+о} = \bar{q} \eta_{ст.т} [(\psi F)_т + (\psi F)_{окн}] = 227,8 \cdot 1,04 \cdot (47,46 + 20,8) = 16171,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{бок} = \bar{q} \eta_{ст.б}^2 (\psi F)_{бок} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 140,4 = 35182,7 \text{ кВт}.$$

Проверка $\sum Q = 16171,6 + 16171,6 + 35182,7 + 3444,9 = 70970,8 \text{ кВт}; B_p Q_{пл} = 4,98 \cdot 13821,97 = 68833,4 \text{ кВт}.$ Невязка $\frac{\sum Q - B_p Q_{пл}}{\sum Q} \cdot 100 = \frac{70970,8 - 68833,4}{70970,8} \cdot 100 = 3,0\%$ допустима.

Тепловая нагрузка по экранам панелям: фронтальный экран (состоит из трех одинаковых панелей) $\eta_{ш1} = \eta_{ш3} = 0,9$ (см. табл. 2.1), тогда по (2.16) $\eta_{ш2} = 3 \left(1 - \frac{2}{3} \eta_{ш1}\right) = 3 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot 0,9\right) = 1,2$; тепловая нагрузка панелей

$$Q_{фр1} = Q_{фр3} = \bar{q} \eta_{ст.фр} \eta_{ш1} \cdot \frac{1}{3} (\psi F)_{фр} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 0,9 \cdot \frac{1}{3} \cdot 68,26 = 4851,5 \text{ кВт};$$

$$Q_{фр2} = \bar{q} \eta_{ст.фр} \eta_{ш2} \cdot \frac{1}{3} (\psi F)_{фр} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 1,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 68,26 = 6468,6 \text{ кВт}.$$

Проверка: $\sum Q = Q_{фр2} + 2 \cdot Q_{фр1} = 6468,6 + 2 \cdot 4851,5 = 16171,6 \text{ кВт}.$

Такое же распределение по ширине будет для панелей тыльного экрана. Но здесь надо иметь в виду то, что этот экран занимает не всю высоту топки; в верхней части находится окно, в котором размещены ширмовые (пароперегревательные) поверхности нагрева.

Отношение высоты середины выходного окна к условной высоте топки составляет $X = 1$. В соответствии с рис. 2.3, б $\eta_{в} = 0,63$. При этом тепловая нагрузка выходного окна от излучения из топки

$$Q_{окн} = \bar{q} \eta_{ст.т} \eta_{в} (\psi F)_{окн} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 0,63 \cdot 20,8 = 3104,5 \text{ кВт},$$

а все три панели тыльного экрана будут иметь тепловую нагрузку

$$Q_{тыл} = 16171,6 - 3104,5 = 13067,1 \text{ кВт}.$$

Распределение по панелям:

$$Q_{тыл1} = Q_{тыл3} = 13067,1 \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,9 = 3920,13 \text{ кВт};$$

$$Q_{тыл2} = 13067,1 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1,2 = 5226,8 \text{ кВт}.$$

Пароотводящие трубы заднего экрана получают теплоту, участвуя в конвективном теплообмене в количестве (тепловой расчет) $Q_{по} = 317 \text{ кВт}.$

При одинаковых конструктивных размерах панелей боковые экраны имеют неодинаковые размеры эффективных лучевоспринимающих поверхностей: боковая с фронта $(\psi F)_{б1} = 22,6 \text{ м}^2$; средняя $(\psi F)_{б2} = 34,1 \text{ м}^2$; боковая с тыла $(\psi F)_{б3} = 13,5 \text{ м}^2$.

Принимая (по табл. 2.1) для крайних панелей $\eta_{ш1} = \eta_{ш3} = 0,9$, учтем следующее. Тыльная боковая панель, расположенная в нижней части топки, воспринимает лучистую теплоту; верхняя часть затенена ширмами, но она участвует и в лучистом теплообмене с топкой, и в конвективном теплообмене. Это учтено в тепловом расчете, в соответствии с которым эта часть панели воспринимает теплоту $Q_{зат} = 501/2 = 250,5 \text{ кВт}.$ Что касается "освещенной" части, для нее

$$X = H_{в}/H_{т} = 0,45.$$

По рис. 2.3, б $\eta_{в.б} = 1,4$. При этом:

$$Q_{б3} = \bar{q} \eta_{ст.б} \eta_{в.б} (\psi F)_{б3} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 1,4 \cdot 13,5 = 4477,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{б1} = \bar{q} \eta_{ст.б} (\psi F)_{б1} = 227,8 \cdot 1,04 \cdot 22,6 = 5354,2 \text{ кВт};$$

$$Q_{б2} = Q_{бок}/2 - Q_{б3} - Q_{б1} = 35182,7/2 - 4477,6 - 5354,2 = 7734,55 \text{ кВт}.$$

Проверка: $Q = Q_{фр} + Q_{тыл} + Q_{б} + 2Q_{зат} + Q_{по} = 16171,6 + 13067,1 + 35182,7 + 501 + 317 = 65239,4 \text{ кВт}.$

Паропроизводительность всех контуров

$$D = Q/r = 65239,4/1154,2 = 56,5 \text{ кг/с}.$$

Так как вся питательная вода после экономайзера поступает на промывочный щит, часть пара пойдет на подогрев воды в барабане до кипения. Поэтому в пароперегреватель будет поступать

$$Q/(h'' - h_{пит}) = 65239,4/(2705,4 - 1234,7) = 44,36 \text{ кг/с}.$$

Проверка $\frac{44,4 - 44,36}{44,4} \cdot 100 = 0,14\%$ допустима.

Пример 2. Расчет циркуляции в простейшем контуре. В качестве расчетного контура принят один из крайних контуров фронтального экрана из примера 1. Расчетная схема контура дана на рис. П5.1. Дополнительные данные (из таблицы конструктивных данных). Трубы экрана: $n = 32$; $d/s = 60/4 \text{ мм}$; площади живых сечений одной трубы $f = 0,00212 \text{ м}^2$; всех труб $F_{экp} = 0,0679 \text{ м}^2$. Опускные трубы: $n = 4$; $d/s = 108/9 \text{ мм}$; площади живых сечений одной трубы $f = 0,00635 \text{ м}^2$; всех труб $F_{оп} = 0,0254 \text{ м}^2$. Пароотводящие трубы: $n = 4$; $d/s = 108/9 \text{ мм}$; площади живых сечений одной трубы $f = 0,00635 \text{ м}^2$, всех труб $F_{по} = 0,0254 \text{ м}^2$; $\rho' = 671,7 \text{ кг/м}^3$; $\rho'' = 62,62 \text{ кг/м}^3$; $\partial h / \partial p = 0,0000414 \text{ кДж/Па}.$

Тепловая нагрузка экрана (из примера 1) $Q_{\text{фр.1}} = 4851,5$ кВт. Разделение подъемного звена на участки: 1-й участок – скат холодной воронки; 2-й, 3-й, 4-й участки – вертикальная часть экрана; 5-й участок – паропроводящие трубы (необогреваемые).

Вертикальная часть экрана делится на три участка с выделением в отдельный участок части экрана вблизи ядра факела. Участки отмечены на рис. П5.1 цифрами.

Распределение тепловой нагрузки по участкам:

1-й участок

$$X = H_1/H_T = 0; \quad \eta_{\text{в}} = 0,6;$$

2-й участок

$$X = H_2/H_T = 4500/19\,725 = 0,23; \quad \eta_{\text{в}} = 1,3;$$

4-й участок

$$X = H_4/H_T = 1,0; \quad \eta_{\text{в}} = 0,63;$$

1-й участок

$$Q_{\text{фр.1}} \cdot \eta_{\text{в.1}} \frac{H_{1\text{уч}}}{H} = 4851,5 \cdot 0,6 \cdot \frac{5000}{27\,300} = 533,2 \text{ кВт};$$

2-й участок

$$Q_{\text{фр.1}} \cdot \eta_{\text{в.2}} \frac{H_{2\text{уч}}}{H} = 4851,5 \cdot 1,3 \cdot \frac{4000}{27\,300} = 924,0 \text{ кВт};$$

4-й участок

$$Q_{\text{фр.1}} \cdot \eta_{\text{в.4}} \frac{H_{4\text{уч}}}{H} = 4851,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{9150}{27\,300} = 1102,7 \text{ кВт};$$

3-й участок

$$Q_{\text{фр.1}} - Q_{1\text{уч}} - Q_{2\text{уч}} - Q_{4\text{уч}} = 4851,5 - 533,2 - 924,0 - 1102,7 = 2291,6 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{в.3}} = \frac{Q_3}{Q_{\text{фр.1}}} \cdot \frac{\Sigma H}{H_{3\text{уч}}} = \frac{2291,6}{4851,5} \cdot \frac{27\,300}{9150} = 1,46,$$

что соответствует $\eta_{\text{в.3}}$, определяемому по рис. 2.3, б.

Учитывая высокие тепловые нагрузки контура и сравнительно небольшие сопротивления подъемного звена, задаемся следующими скоростями воды на входе в подъемные трубы экрана: 0,6; 1,0; 1,4 м/с.

Далее расчеты представляются в виде таблицы для этих трех скоростей; при этом численные значения в столбце "Расчет" даются только для $w_0 = 0,6$ м/с; для остальных скоростей подставляются данные расчетов.

рис. П5.1,
рис. 2.3, б

Величина	Расчет			
	$w_0, \text{ м/с}$			
	0,6	1,0	1,4	
Расход воды, кг/с	27,36	45,62	63,85	
Массовая скорость w_m , кг/(м ² · с):				
в экране	402,40	617,70	940,35	
в опусковых и паропроводящих трубах	1077,2	1795,7	2513,8	
Коэффициенты сопротивления опускового звена	8,79	8,79	8,79	
Сопротивление опускового звена, Па	7592,3	21098,5	41347,1	
Снос пара из барабана при внутрибарабанных циклонах пренебрежимо мал. Недогрев в барабане отсутствует в силу того, что вся питательная вода подается на промывочный шит				
Коэффициент местных сопротивлений на экономайзерном участке	0,7	0,7	0,7	
Местные сопротивления на экономайзерном участке, Па	120,5	284,0	658,2	
Высота экономайзерного участка, м	1,485	1,524	1,55	

$$G_{\text{ц}} = w_0 F_{\text{экp}} \rho' = 0,6 \cdot 0,0679 \cdot 671,7$$

$$w_{\text{тэкp}} = G_{\text{ц}} / F_{\text{экp}} = 27,36 / 0,0679$$

$$w_{\text{топ}} = G_{\text{ц}} / F_{\text{оп}} = 27,36 / 0,0254$$

$$z_{\text{оп}} = \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{пов.30}^\circ} + \zeta_{\text{пов.90}^\circ} + \lambda q'_{\text{оп}} + \zeta_{\text{вых}} = 0,5 + 2 \cdot 0,04 + 0,21 + 0,2 \cdot 35 + 1,0$$

$$\Delta p_{\text{оп}} = z_{\text{оп}} \frac{w_{\text{топ}}^2}{2\rho'} = 8,79 \frac{(1077,2)^2}{2 \cdot 671,7}$$

$$\zeta_{\text{эк}} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пов}} = 0,5 + 0,2$$

$$\Delta p_{\text{мэ}} = \zeta_{\text{эк}} \frac{w_{\text{тэкp}}^2}{2\rho'} = \frac{(402,4)^2}{2 \cdot 671,7} \cdot 0,7$$

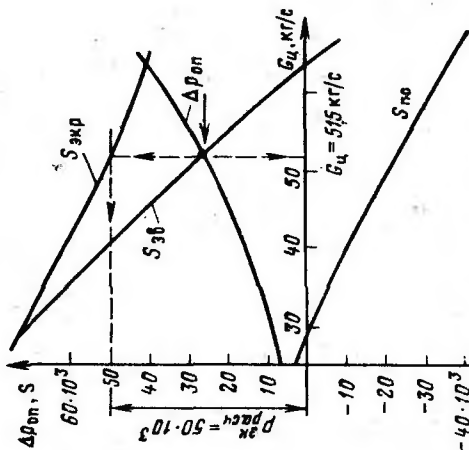
$$H_{\text{эк}} = H_{\text{до}} + \frac{\frac{\partial i'}{\partial p} \rho' \left[H_{\text{оп}} - h_{\text{до}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{мэ}}}{g\rho'} \right]}{\frac{Q_1 H_1}{G_{\text{ц}}} + \frac{\partial i'}{\partial p} \rho'}$$

Величина	Расчет	w ₀ , м/с		
		0,6	1,0	1,4
	$= 1,4 + \frac{0,0000414 \cdot 9,81 \cdot 671,7 [31,5 - 1,4 - \frac{533,2 \cdot 5}{27,36} + 0,0000414 \cdot 9,81 \cdot 671,7 - \frac{7592,3 + 120,5}{9,81 \cdot 671,7}] }{\rightarrow}$			
Длина экономайзерной части, м	$l_{\text{эк}} = \frac{H_{\text{эк}} - H_{\text{до}}}{\sin \alpha} = \frac{1,485 - 1,4}{0,866}$	0,1	0,143	0,173
Длина водосодержащей части экрана, м	$l_{\text{вс}} = l_{\text{до}} + l_{\text{эк}} = 2 + 0,1$	2,1	2,143	2,173
Длина паросодержащей части экрана, м	$l_{\text{пс}} = l_{\text{до}} + \frac{H_1}{\sin \alpha} - l_{\text{вс}} + 22,3 =$ $= 2 + \frac{5}{0,866} - 2,1 + 22,3$	25,97	25,927	25,897
Длина паропроводящих труб, м	По чертежу	4,5	4,5	4,5
Высота паросодержащих участков, м:				
1-го	$H_{\text{пар}} = H_{\text{до}} + H_1 - H_{\text{эк}} = 1,4 + 5 - 1,485$	4,914	4,257	3,85
2-го	По чертежу	4,00	4,00	4,00
3-го	" "	9,15	9,15	9,15
4-го	" "	9,15	9,15	9,15
5-го (паропроводящие трубы)	" "	4,2	4,2	4,2
Паропроизводительность, кг/с				
1-го	$D_1 = \frac{Q_1 - Q_{\text{эк}}}{r} = \frac{533,2 - 0}{1154,2}$	0,460	0,460	0,460
2-го	$D_2 = \frac{Q_2}{r} = \frac{924}{1154,2}$	0,800	0,800	0,800
3-го	$D_3 = \frac{Q_3}{r} = \frac{2291,6}{1154,2}$	1,986	1,986	1,986
4-го	$D_4 = \frac{Q_4}{r} = \frac{1102,7}{1154,2}$	0,955	0,955	0,955
Паропроизводительность котлура, кг/с	$D_K = D_1 + D_2 + D_3 + D_4 = 0,460 + 0,800 + 1,986 + 0,955$	4,171	4,171	4,171
Среднее массовое паросодержание по участкам:				
1-й	$\bar{x}_1 = \frac{0,5D_1}{G_{\text{ц}}} = \frac{0,5 \cdot 0,460}{27,36}$	0,00841	0,00504	0,0036
2-й	$\bar{x}_2 = \frac{D_1 + 0,5D_2}{G_{\text{ц}}} = \frac{0,460 + 0,5 \cdot 0,800}{27,36}$	0,0314	0,0189	0,0135
3-й	$\bar{x}_3 = \frac{D_1 + D_2 + 0,5D_3}{G_{\text{ц}}} = \frac{0,46 + 0,8 + 0,5 \cdot 1,986}{27,36}$	0,0823	0,0494	0,0353
4-й	$\bar{x}_4 = \frac{D_1 + D_2 + D_3 + 0,5D_4}{G_{\text{ц}}} =$ $= \frac{0,46 + 0,8 + 1,986 + 0,5 \cdot 0,955}{27,36}$	0,136	0,0816	0,0583

Величина	Расчет	w ₀ , м/с		
		0,6	1,0	1,4
5-й	$\bar{x}_5 = \frac{D_K}{G_{ц}} = \frac{4,171}{27,36}$	0,19	0,0914	0,065
Среднее объемное паро- содержание по участкам:				
1-й	$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{\bar{x}_1}{\bar{x}_1} \frac{\rho''}{\rho'}} =$	0,0909	0,0515	0,0373
2-й	$= \frac{1}{1 + \frac{1 - 0,00841}{0,00841} \frac{62,62}{671,7}}$	0,258	0,17	0,128
3-й	Аналогично	0,49	0,358	0,282
4-й	"	0,625	0,488	0,399
5-й	"	0,716	0,519	0,427
Средняя скорость смеси по участкам:				
1-й	$\bar{w}_{см} = w_0 \left[1 + \bar{x}_1 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] =$	0,649	1,049	1,449
2-й	$= 0,6 \left[1 + 0,00841 \left(\frac{671,7}{62,62} - 1 \right) \right]$	0,783	1,18	1,584
3-й	Аналогично	1,08	1,48	1,881
4-й	"	1,626	1,794	2,194
5-й	"	1,71	1,899	2,285
Коэффициент пропорцио- нальности по участкам:				
1-й	C ₁ по рис. 1.4	0,825	0,865	0,90
2-й	C ₂ по рис. 1.4	0,840	0,880	0,905
3-й	C ₃ по рис. 1.4	0,860	0,925	0,915
4-й	C ₄ по рис. 1.4	0,905	0,910	0,917
5-й	C ₅ по рис. 1.4	0,907	0,915	0,920
Поправочный коэффициент на угол наклона по участкам:				
1-й	K _{a1} по рис. 1.6	0,71	0,87	0,9
2-й	K _{a2} по рис. 1.6	1	1	1
3-й	K _{a3} по рис. 1.6	1	1	1
4-й	K _{a4} по рис. 1.6	1	1	1
5-й	K _{a5} по рис. 1.6	1	1	1
Среднее напорное паро- содержание по участкам:				
1-й	$\bar{\varphi}_1 = C_1 K_{a1} \beta_1 = 0,825 \cdot 0,71 \cdot 0,0909$	0,0532	0,0386	0,0302
2-й	$\bar{\varphi}_2 = C_2 K_{a2} \beta_2 = 0,84 \cdot 1 \cdot 0,258$	0,217	0,150	0,116
3-й	$\bar{\varphi}_3 = C_3 K_{a3} \beta_3 = 0,86 \cdot 1 \cdot 0,49$	0,421	0,331	0,258
4-й	$\bar{\varphi}_4 = C_4 K_{a4} \beta_4 = 0,905 \cdot 1 \cdot 0,625$	0,566	0,444	0,366
5-й	$\bar{\varphi}_5 = C_5 K_{a5} \beta_5 = 0,907 \cdot 1 \cdot 0,716$	0,649	0,475	0,393
Данжуцкий напор по участкам, Па:				
1-й	$S_{дв1} = \varphi_1 H_{пар1} g (\rho' - \rho'') = 0,0532 \cdot 4,35 \cdot 9,81 \times$ $\times (671,7 - 62,62)$	1382	1003	784

Величина	Расчет	w ₀ , м/с		
		0,6	1,0	1,4
2-й	Аналогично	5186	3585	2772
3-й	"	23164	18096	14105
4-й	"	30944	24274	20010
5-й (пароотводящие трубы)	"	16287	11940	9862
Движущий напор экрана, Па	$S_{\text{дв.экp}} = S_{\text{дв1}} + S_{\text{дв2}} + S_{\text{дв3}} + S_{\text{дв4}}$	76927	58898	47536
Потери давления из водо-содержащей части, Па	$\Delta p_{\text{экp}}^{\text{вс}} (\zeta_{\text{вх}} + \lambda_0 l + \zeta_{\text{пов}}) \frac{w_m^2}{2\rho'} =$ $= (0,7 + 0,2 \cdot 2,1 + 0,4) \frac{402,4^2}{2 \cdot 671,7}$	186	434	1007
Среднее паросодержание в экране	$\bar{x}_{\text{экp}} = \frac{\bar{x}_1 l_1 + \bar{x}_2 l_2 + \bar{x}_3 l_3 + \bar{x}_4 l_4}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4} =$ $= \frac{0,00841 \cdot 5,67 + 0,0314 \cdot 4,0 \cdot 0,0823 \cdot 9,15 + 0,136 \cdot 9,15}{5,67 + 4 \cdot 9,15 + 9,15}$	0,0776	0,0440	0,0346
Коэффициент $\bar{\psi}_n$ при начальном паросодержании $x = 0$	—	1,0	1,0	1,0
То же при конечном паросодержании $\bar{\psi}_k$	По рис. 3.7, а	1,46	1,35	1,17
Среднее значение $\bar{\psi}$	$\bar{\psi} = \frac{\bar{\psi}_k x_k - \bar{\psi}_n x_n}{x_k - x_n}$	1,46	1,35	1,17
Потери от трения в паро-содержащей части экрана, Па	$\Delta p_{\text{тр.пс}}^{\text{экp}} = \lambda_0' l_{\text{пс}} \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{\psi}_x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] =$ $= 0,2 \cdot 25,97 \frac{(402,4)^2}{2 \cdot 671,7} \left[1 + 1,46 \cdot 0,0776 \left(\frac{671,7}{62,62} - 1 \right) \right]$	1316	2324	4752
Местные сопротивления в пароотводящей части экрана, Па	$\Delta p_{\text{м.пс}}^{\text{экp}} = \Sigma \zeta_{\text{м}} \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] =$ $= 1,3 \cdot \frac{(402,4)^2}{2 \cdot 671,7} \left[1 + 0,0776 \left(\frac{671,7}{62,62} - 1 \right) \right],$ где $\Sigma \zeta_{\text{м}} = \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вых}} = 0,2 + 1,1 = 1,3$	275	527	1155
Полезный напор в экране, Па	$S_{\text{экp}} = S_{\text{дв.экp}} - \Delta p_{\text{экp}}^{\text{вс}} - \Delta p_{\text{тр.пс}}^{\text{экp}} - \Delta p_{\text{м.пс}}^{\text{экp}} =$ $= 76987 - 186 - 1316 - 275$	75760	55543	40622
Коэффициент $\bar{\psi}$ для пароотводящих труб	—	1,46	1,35	1,17
Потери от трения в пароотводящих трубах, Па	$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{по}} = \lambda_0 l \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{\psi}_x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] =$ $= 0,2 \cdot 4,5 \frac{(1077,2)^2}{2 \cdot 671,7} \left[1 + 1,46 \cdot 0,19 \left(\frac{671,7}{62,62} - 1 \right) \right]$	2876	4744	7366
Местные сопротивления пароотводящих труб, Па	$\Delta p_{\text{м}}^{\text{по}} = \Sigma \zeta_{\text{м}} \frac{w_m^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] =$ $= 5,2 \frac{(1077,2)^2}{2 \cdot 671,7} \left[1 + 0,19 \left(\frac{671,7}{62,62} - 1 \right) \right],$ где $\Sigma \zeta_{\text{м}} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{сеп}} = 0,5 + 0,2 + 4,5 = 5,2$	12794	23581	40009

Величина	Расчет			
	$w_0, \text{ м/с}$			
	0,6	1,0	1,4	
Полезный напор в паротводящих трубах, Па				
Полезный напор подьёмного звена, Па				
	617	-16 385	-37 513	
	76 377	39 158	30 290	

Рис. П5.2. Графическое определение $G_{ц,расч}$ и $S_{расч}$

На основании проведенных расчетов строятся циркуляционные характеристики экрана, паротводящих труб, подьёмного звена в целом в координатах $S - G_{ц}$; строится характеристика сопротивления опускного звена в координатах $\Delta p - G_{ц}$. Точка пересечения циркуляционной характеристики звена с характеристикой сопротивления опускного звена даст расчетный расход в контуре $G_{ц} = 51,5 \text{ кг/с}$, которому будет соответствовать расчетный полезный напор в экране $S_{расч} = 50 \cdot 10^3 \text{ Па}$ (рис. П5.2).

Пример 3. Определение надежности естественной циркуляции в простейшем контуре. Определение надежности будет производиться на основании расчетов, проведенных в примерах 1, 2.

Проверка застоя и опрокидывания циркуляции. Средняя приведенная скорость пара по участкам:

1-й участок

$$\bar{w}_{01}'' = \frac{0,5 \cdot D_1}{\rho'' F_{\text{экp}}} = \frac{0,5 \cdot 0,460}{62,62 \cdot 0,0679} = 0,0543 \text{ м/с};$$

2-й участок

$$\bar{w}_{02}'' = \frac{D_1 + 0,5D_2}{\rho'' F_{\text{экp}}} = \frac{0,460 + 0,5 \cdot 0,8}{62,62 \cdot 0,0679} = 0,202 \text{ м/с};$$

3-й участок

$$\bar{w}_{03}'' = \frac{D_1 + D_2 + 0,5D_3}{\rho'' F_{\text{экp}}} = \frac{0,46 + 0,8 + 0,5 \cdot 1,986}{62,62 \cdot 0,0679} = 0,53 \text{ м/с};$$

4-й участок

$$\bar{w}_{04}'' = \frac{D_1 + D_2 + D_3 + 0,5D_4}{\rho'' F_{\text{экp}}} = \frac{0,46 + 0,8 + 1,986 + 0,5 \cdot 0,955}{62,62 \cdot 0,0679} = 0,875 \text{ м/с}.$$

Средняя приведенная скорость пара в экране

$$\begin{aligned} \bar{w}_0'' &= \frac{H_1 \bar{w}_{01}'' + H_2 \bar{w}_{02}'' + H_3 \bar{w}_{03}'' + H_4 \bar{w}_{04}''}{H - H_{\text{до}}} = \\ &= \frac{5 \cdot 0,0543 + 4 \cdot 0,202 + 9,15 \cdot 0,53 + 9,15 \cdot 0,875}{27,3 - 1,4} = 0,538 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Коэффициент неравномерности обогрева для наименее обогреваемой трубы (см. табл. 2.2 и 2.3) $\eta_T = \eta_{T0}^{\text{мин}} - \Delta \eta_T = 0,6 - 0,2 = 0,4$.

Коэффициент конструктивной нетождественности $\eta_K = 1,0$.

Средняя приведенная скорость в наименее обогреваемой трубе $\bar{w}_{0\text{тр}}'' = \eta_T \eta_K \bar{w}_0'' = 0,4 \cdot 1 \cdot 0,538 = 0,214 \text{ м/с}$.

Среднее напорное паросодержание застоя по рис. 6.3 $\varphi_{\text{заст}} = 0,52$.

Полезный напор застоя $S_{\text{заст}} = H_{\text{экp}} \varphi_{\text{заст}} g (\rho' - \rho'') = 27,3 \cdot 0,43 \cdot 9,81 \times (671,7 - 62,62) = 84\,000 \text{ Па}$.

Отношение $S_{\text{заст}}/S_{\text{расч}} = 84\,000/50\,000 = 1,68 \geq 1,1$.

Застоя циркуляции не наблюдается [см. (6.9)].

Средняя приведенная скорость на участке до обогрева при обратном движении среды

$$\bar{w}_{0\text{до}}'' = \frac{Q_{\text{фp1}}}{r \rho'' F_{\text{экp}}} = \frac{4851,5}{1154,2 \cdot 62,62 \cdot 0,0679} = 0,99 \text{ м/с}.$$

Средняя приведенная скорость в подъемном звене при обратном движении среды

$$\bar{w}_0'' = \frac{H_{до} \bar{w}_{до}'' + (H_{экр} - H_{до}) \bar{w}_0''}{H_{экр}} = \frac{1,4 \cdot 0,99 + 25,9 \cdot 0,538}{27,3} = 0,561 \text{ м/с.}$$

Поправка к приведенной скорости вследствие увеличенного давления в нижней части трубы (по рис. 6.6) $\Delta w_0'' = 0,0025 \text{ м/с.}$

Средняя приведенная скорость пара в слабо обогреваемой трубе $\bar{w}_{отр}'' = \eta_k \bar{w}_0'' - \Delta w_0'' = 0,4 \cdot 1 \cdot 0,561 - 0,0025 = 0,224 \text{ м/с.}$

Суммарный коэффициент сопротивления экрана (см. пример 2)

$$z_{экр} = 0,7 + 0,4 + 0,2 + 1,1 + 0,2 \cdot 27,3 = 7,86.$$

Удельный коэффициент сопротивления экрана

$$z_{экр}/H_{экр} = 7,86/27,3 = 0,288.$$

Удельный напор опрокидывания в слабо обогреваемой трубе $S_{уд}^{опр} = 1370 \text{ Па/м.}$

Полезный напор опрокидывания $S_{опр} = S_{уд}^{опр} H_{экр} = 1370 \cdot 27,3 = 37\,200 \text{ Па.}$

Отношение $S_{опр}/S_{расч} = 37\,200/50\,000 = 0,75 < 1,1.$

Последнее свидетельствует о том, что контур ненадежен по условиям опрокидывания и нуждается в исправлении. Наиболее радикальным методом является увеличение площади живого сечения опускаемых труб, что вызовет снижение их сопротивления и уменьшение расчетного полезного напора (рис. П5.2). При невозможности увеличения площади живого сечения опускаемых труб по конструктивным соображениям (например, это часто имеет место при применении выносных циклонов), следует применять короткозамкнутый экран.

Проверка отсутствия кавитации (закипания воды на входе в опускаемые трубы). Ввиду того что вся питательная вода подается на барботажную промывку пара, недогрев в барабане принимается равным нулю. Кроме того, после выхода воды из барабана горизонтальные или слабонаклонные участки опускаемого звена отсутствуют. По этой причине будут отсутствовать и сопротивления на горизонтальных участках. Поэтому неравенство (6.20) будет иметь вид

$$w_{оп} \leq \sqrt{\frac{2gh_{ур}}{1 + \xi_{м.вх}}},$$

где $h_{ур} = 0,8 \text{ м}$ (внутренний диаметр барабана 1600 мм); $\xi_{м.вх} = 0,25$ (табл. П3.1). Максимально допустимая скорость входа в опускаемые звенья

$$w_{оп}^{пр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{1 + 0,25}} = 3,54 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость входа в опускаемые трубы при расчетном режиме

$$w_{оп.д} = \frac{G_u}{\rho' F_{оп}} = \frac{51,5}{671,7 \cdot 0,0254} = 0,9 \text{ м/с,}$$

$w_{оп}^{пр} > w_{оп.д}$, поэтому кавитации на входе в опускаемые трубы не будет.

При увеличении сечения опускаемых труб, что определяется условиями отсутствия опрокидывания циркуляции, возможность появления кавитации будет еще меньше.

Проверка на отсутствие захвата пара вихревыми воронками. Отношение $h_{ур}/d_{оп} = 0,8/0,09 = 8,9$, что значительно превышает допустимые значения по рис. 6.9. Поэтому опасность захвата пара вихревыми воронками отсутствует при всех режимах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973.
2. Стырикович М. А., Мартынова О. И., Миропольский З. Л. Процессы генерации пара на электростанциях. М.: Энергия, 1969.
3. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных потоков. М.: Энергия, 1968.
4. Баттерворс Д., Хьюнт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. М.: Энергия, 1980.
5. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия, 1976.
6. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1978.
7. Шварц А. Л., Кузьмин В. В. Гидравлические характеристики поверхностей нагрева прямоточных котлов сверхкритических параметров пара // Электрические станции, 1965. № 4. С. 14–19.
8. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978.
9. Мосеев Г. И., Локшин В. А. Гидравлические характеристики коллекторов с торцевым отводом или подводом пара // Теплоэнергетика. 1965. № 9. С. 39–41.
10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.
11. Автоматическое регулирование // Тр. ЦКТИ, 1961. Кн. 19. Вып. 2.
12. Шумская Л. С. Скорость изменения давления в барабанных котлах при нестационарных режимах // Теплоэнергетика. 1957. № 4. С. 17–23.
13. Петров П. А. Гидродинамика прямоточного котлоагрегата. М.: Госэнергоиздат, 1960.
14. Локшин В. А., Семеновкер И. Е. Гидравлическая разверка в пароперегревателях // Теплоэнергетика, 1967. № 4. С. 31–36.
15. Глускер Б. Н., Дойкошевский И. А. Аналитическое построение гидравлических характеристик обогреваемого витка с подъемно-опускным движением при закритических параметрах // Энергомашиностроение. 1962. № 5. С. 13–16.
16. Локшин В. А., Семеновкер И. Е., Вихрев Ю. В. К расчету температурного режима радиационных поверхностей нагрева котлов сверхкритического давления // Теплоэнергетика, 1968. № 9. С. 21–24.
17. Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения. М.: Энергия, 1971.
18. Рассохин Н. Г., Швецов Р. С., Кузьмин А. В. Расчет теплоотдачи при кипении // Теплоэнергетика. 1970. № 9. С. 58–59.
19. Локшин В. А., Семеновкер И. Е. Графический метод определения гидравлической разверки в пароперегревателях // Теплоэнергетика. 1981. № 12. С. 70–72.
20. Методика расчета кризиса теплоотдачи в трубчатых твэлах при охлаждении их водой и пароводяной смесью / В. Н. Смолин, С. В. Шпанский, В. И. Есиков, Т. К. Седова // Теплоэнергетика. 1977. № 12. С. 30–35.

21. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1974.
22. Корнеев М. И., Пуганов Б. Н. Исследование теплообмена в горизонтальных трубах при движении парожидкостной смеси // Теплоэнергетика. 1956. № 6. С. 39–44.
23. Лелеев Н. С. Неустойчившееся движение теплоносителя в обогреваемых трубах мощных парогенераторов. М.: Энергия, 1978.
24. Шварц А. Л., Локшин В. А. Экспериментальное исследование движущих напоров при опускном движении пароводяной смеси в вертикальных трубах при давлениях до 100 ат // Теплоэнергетика. 1957. № 6. С. 12–17.
25. Хабенский В. Б., Балдина О. М. Анализ пульсаций расхода в системе парогенерирующих труб // ИФЖ. Т. XVII. № 5. 1969. С. 819–828.
26. Дорошук В. Е. Кризисы теплообмена при течении воды в трубах. М.: Энергоатомиздат, 1983.
27. Рекомендации по расчету кризиса теплоотдачи при кипении воды в круглых трубах. Препринт 1-57 Научного Совета АН СССР по комплексной проблеме. Теплофизика, ИВТАН, М.: 1980.
28. Дорошук В. Е., Нигматуллин Р. И. Исследование кризиса теплообмена в парогенерирующей трубе при косинусоидальном законе тепловыделения // Теплоэнергетика. 1978. № 3. С. 80–82.
29. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение. М.: Энергия, 1979.

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Иван Кириллович Лебедев

ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Редактор О. К. Смирнов. Редактор издательства Т. И. Мушинска
Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак. Технический редактор Т. Н. Тюрина
Корректор С. В. Малышева. Оператор О. В. Канатникова
ИБ № 880

Набор выполнен в Энергоатомиздате на Композере ИБМ-82. Подписано в печать 28.11.86. Т-22773. Формат 60х88 1/16. Бумага офсетная № 2. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,70. Усл. кр.-отт. 14,94. Уч.-изд. л. 15,41. Тираж 7950 экз. Заказ 6074. Цена 70 к.

Энергоатомиздат 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО "Первая Образцовая типография имени А.А. Жданова" Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28